

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**MINIMIZAÇÃO DO FLUXO DE POTÊNCIA ATRAVÉS DO TUBO DE DESCARGA DE  
COMPRESSORES HERMÉTICOS**

**Dissertação submetida à**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**

**para a obtenção do grau de**

**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Área de Concentração: Vibrações e Acústica**

**ANDREY RICARDO DA SILVA**

**Florianópolis, março de 2004**

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço ao Professor Arcanjo Lenzi por todos os ensinamentos e pela dedicação prestada ao longo deste trabalho.

Não posso deixar de agradecer ao engenheiro Edmar Baars (Buba) pela disponibilidade constante e pelas valiosas sugestões fornecidas à esta dissertação. Ainda à EMBRACO, pelo apoio na forma de equipamentos.

Tenho que agradecer, também, aos colegas do Laboratório de Vibrações e Acústica : André Lisboa, pela ajuda providencial durante a realização dos experimentos; Olavo, por compartilhar alguns resultados experimentais; Ao Humberto e ao Fábio, pelos auxílios computacionais e a todos os outros que, de uma forma ou de outra, ajudaram neste trabalho. Agradeço, ainda, a turma do café pelas infindáveis discussões acerca da música que ninguém entende: Vitor e João.

Um agradecimento muito especial à Ethel pela dedicação gigantesca durante as diagramações, pelas caronas, pelo incentivo ao longo desse tempo e, principalmente, pelos *pretzels* fantásticos.

À Bibi, pelo amor e incentivo.

À minha família pela generosidade e paciência.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica, pela oportunidade.

Finalmente, agradeço ao CNPq, pelo apoio financeiro na forma de bolsa de pesquisa.

## SUMARIO

<b>LISTA DE SÍMBOLOS .....</b>	<b>v</b>
<b>LISTA DE FIGURAS .....</b>	<b>viii</b>
<b>LISTA DE TABELAS.....</b>	<b>x</b>
<b>RESUMO .....</b>	<b>xi</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>xiii</b>
 <b>CAPÍTULO 1</b>	
<b>Introdução .....</b>	<b>1</b>
 <b>CAPÍTULO 2</b>	
<b>Caracterização do Material do Tubo de Descarga .....</b>	<b>7</b>
2.1 – Determinação Do Módulo De Elasticidade .....	8
2.2 – Determinação do Módulo de Cisalhamento .....	16
2.3 – Determinação do Coeficiente de Poisson .....	20
2.4 – Determinação dos Fatores de Perda .....	20
 <b>CAPÍTULO 3</b>	
Modelagem do Sistema	<b>29</b>
3.1 – O Papel do Método dos Elementos Finitos .....	29
3.2 – Validação Experimental dos Modelos .....	38
3.2.1 – Validação do Modelo do tubo .....	38
3.2.2 – Validação do Modelo da Carcaça .....	42
3.3 - Redução do Modelo .....	44

## **CAPÍTULO 4**

<b>Otimização</b>	48
4.1 - Algoritmos Evolutivos	48
4.2 – Algoritmos Genéticos	50
4.3 – Implementação do Algoritmo Genético na Otimização do Tubo de Descarga	51
4.4 – Resultados Obtidos	58
4.5 – Considerações Sobre o Processo de Otimização	72

## **CAPÍTULO 5**

Análise de Sensibilidade	74
5.1 – Sensibilidade da Geometria Original	74
5.2 – Sensibilidade das Geometrias Finalistas da Otimização em Banda de 250 Hz	78
5.3 – Sensibilidade das Geometrias Finalistas da Otimização em Banda de 500 Hz	82
5.4 – Sensibilidade das Geometrias Finalistas da Otimização em Banda de 1000 Hz	85
5.5 – Sensibilidade das Geometrias Finalistas da Otimização em Banda de 2000 Hz	88
5.6 – Sensibilidade das Geometrias Finalistas da Otimização em Banda de 4000 Hz	91
5.7 - Relação entre Robustez e Nível de Otimização Atingida	93

## **CAPÍTULO 6**

Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros	95
Sugestões de Trabalhos Futuros	98

<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	101
-----------------------------------	-----

<b>BIBLIOGRAFIA</b>	104
---------------------	-----

<b>APÊNDICE A</b>	106
-------------------	-----

## LISTA DE SÍMBOLOS

<b>A</b>	Área da seção transversal de uma viga
<b>B, C, D e F</b>	Constantes definidas pelas condições de contorno de uma viga
<b>E</b>	Módulo de elasticidade
<b>F</b>	Força real unitária
<b><math>f</math></b>	Frequência natural do primeiro modo de torção do tubo
<b><math>f_c</math></b>	Frequência central da banda medida
<b><math>f_{CF}</math></b>	Frequência natural do primeiro modo de torção do tubo
<b><math>f_{ci}</math></b>	Frequência central do i-ésimo modo
<b><math>F_j</math></b>	(tal que $j = x, y$ e $z$ ) Forças complexas atuando nas direções $x, y$ e $z$ , para a i-ésima frequência
<b>G</b>	Módulo de cisalhamento
<b>I</b>	Momento de área de uma viga
<b>L</b>	Comprimento da viga
<b><math>L_x</math></b>	Nível de deslocamento
<b>M</b>	Momento fletor numa viga
<b><math>u, v, w</math></b>	Funções de interpolação de deformação nos eixos $x, y$ e $z$ , respectivamente
<b><math>\bar{M}_j</math></b>	(tal que $j = x, y$ e $z$ ) Momentos fletores nos eixos $x, y$ e $z$ para a i-ésima frequência
<b>n</b>	Número de frequências medidas numa faixa
<b><math>\bar{N}_i</math></b>	i-ésima frequência natural
<b>Q</b>	Fator de aproximação
<b>R</b>	Razão de amplitude

$t$	Tempo
$T_{60}$	Tempo para o decaimento de 60 decibéis
$\bar{u}$	Deslocamento complexo
$V$	Força de cisalhamento numa viga
$\bar{V}_j^*$	(tal que $j = x, y$ e $z$ ) Velocidades complexas conjugadas atuantes nas direções $x, y$ e $z$ para a $i$ -ésima frequência
$\omega$	Frequência angular
$\bar{W}_{in}$	Fluxo de potência médio
$W_{in}$	Fluxo de potência na $i$ -ésima frequência
$X$	Posição ao longo da viga
$X_{ref}$	Valor de referência de deslocamento
$\alpha$	Ângulo de fase
$\alpha_{RS}$	Receptância indireta do sistema
$\beta$	Auto vetor da vibração livre de uma viga
$\delta f$	Largura de banda
$\delta F_R$	Fator de largura de banda
$\eta$	Fator de perda
$\eta_i$	Fator de perda do $i$ -ésimo modo
$\rho$	Densidade
$\nu$	Coefficiente de Poisson
$\xi$	Posição relativa ao longo da viga
$\bar{\Theta}_j^*$	(tal que $j = x, y$ e $z$ ) Valores complexos conjugados das velocidades angulares nos eixos $x, y$ e $z$
$\Theta_x$	Função de interpolação de deformação angular no eixo $x$
$[C]$	Matriz de amortecimento

$[K]$	Matriz de rigidez do sistema
$[M]$	Matriz de massa do sistema
$\{F\}$	Vetor de força
$\{F_1\}$	Parte real do vetor de força
$\{F_2\}$	Parte imaginária do vetor de força
$\{\phi\}_i$	Auto vetor do modo da i-ésima frequência natural
$\{\ddot{u}\}$	Vetor de aceleração
$\{u\}$	Vetor de deslocamento
$\{u_1\}$	Parte real do vetor de deslocamento $\{u\}$
$\{u_2\}$	Parte imaginária do vetor de deslocamento $\{u\}$
$\Delta$	Taxa de decaimento

## LISTA DE FIGURAS

<i>Fig. 1.1- Vista dos cortes superior, acima, e lateral, abaixo, do compressor EM..</i>	3
<i>Fig. 1.2 - Vista isométrica do tubo de descarga do compressor EM. ....</i>	5
<i>Fig. 2.1 - Bancada de medição da resposta do tubo devido a uma excitação impulsiva.....</i>	9
<i>Fig. 2.2 – Determinação frequências a partir do espectro do tubo. ....</i>	10
<i>Fig. 2.3 – Elemento infinitesimal de uma viga.....</i>	11
<i>Fig. 2.4 – Módulo de elasticidade média para cada modo ao longo de dez amostras. ....</i>	15
<i>Fig. 2.5 – Desvio padrão das medias amostrais de cada modo.....</i>	15
<i>Fig. 2.6 – Bancada para a medição dos modos torcionais. ....</i>	17
<i>Fig. 2.7 – Determinação da frequência do primeiro modo de torção com diferentes comprimentos de tubo.....</i>	18
<i>Fig. 2.8 – Medição de várias larguras de banda ao longo da amplitude. ....</i>	21
<i>Fig. 2.9 – Ajuste de curva com o método dos mínimos quadrados .....</i>	23
<i>Fig. 2.10 – Resultados para os fatores de perda modais usando o método da curva de largura de banda .....</i>	24
<i>Fig. 2.11 – Desvios padrões das médias dos decaimentos modais determinados pelo método da curva de largura de banda.....</i>	24
<i>Fig. 2.12 – Resultados do fator de perda de faixas de 1/3 de oitava, obtidos entre 3 kHz e 12 kHz.....</i>	27
<i>Fig. 2.13 – Desvio padrão da média dos resultados obtidos pelo decremento logaritmo ao longo de 10 amostras de tubo. ....</i>	27
<i>Fig. 2.14 – Resultados dos fatores de perda modais e em banda de 1/3 de oitava obtidos com a condição de contorno livre-livre usando os dois métodos. ....</i>	28
<i>Fig. 3.1 – Comparação entre os resultados das primeiras frequências naturais do tubo reto.....</i>	31
<i>Fig. 3.2 – Esquema de funções de interpolação para o elemento de tubo PIPE16.32</i>	
<i>Fig. 3.3 – Esquema de funções de interpolação para o elemento do tipo SHELL63. ....</i>	33
<i>Fig. 3.4 – Bancada para a determinação de resposta em frequência do tubo de descarga. ....</i>	40
<i>Fig. 3.5 – Modelo em Elementos Finitos do tubo de descarga. ....</i>	41
<i>Fig. 3.6 – Comparação entre as curvas de receptância do tubo real e do modelo numérico. ....</i>	41
<i>Fig. 3.7 – Bancada para a determinação de resposta em frequência da carcaça do compressor. ....</i>	42
<i>Fig. 3.8 – Modelo em Elementos Finitos da Carcaça.....</i>	42



<i>Fig. 3.9 – Comparação entre as curvas de receptância da carcaça real e do modelo numérico. ....</i>	<i>43</i>
<i>Fig. 3.10 - Comparação entre as curvas de receptância do modelo completo e o modelo reduzido. ....</i>	<i>46</i>
<i>Fig. 4.1 – Fluxograma de execução do AG dentro do software ANSYS .....</i>	<i>52</i>
<i>Fig. 4.2 – Parametrização da geometria do tubo para otimização. ....</i>	<i>53</i>
<i>Fig. 4.3 – Superfície de otimização do sistema com duas variáveis. ....</i>	<i>54</i>
<i>Fig. 4.4 – Roleta ilustrativa do processo de escolha das geometrias durante a etapa de avaliação.....</i>	<i>56</i>
<i>Fig. 4.4 – Ilustração do processo de cruzamento entre cromossomos que representam cada geometria. ....</i>	<i>57</i>
<i>Fig. 4.5 – Comparação entre o fluxo de potência da geometria original e a melhor geometria obtida na otimização na faixa de 250 Hz.....</i>	<i>60</i>
<i>Fig. 4.6 – Histórico da otimização realizada na faixa de 250 Hz.....</i>	<i>61</i>
<i>Fig. 4.7 – Melhor geometria da otimização realizada na faixa de 250 Hz.....</i>	<i>62</i>
<i>Fig. 4.8 – Comparação entre o fluxo de potência da geometria original e a melhor geometria obtida na otimização na faixa de 500 Hz.....</i>	<i>63</i>
<i>Fig. 4.9 – Histórico da otimização realizada na faixa de 500 Hz.....</i>	<i>64</i>
<i>Fig. 4.10 – Melhor geometria da otimização realizada na faixa de 500 H.....</i>	<i>64</i>
<i>Fig. 4.11 – Comparação entre o fluxo de potência da geometria original e a melhor geometria obtida na otimização na faixa de 1000 Hz.....</i>	<i>65</i>
<i>Fig. 4.12 – Histórico da otimização realizada na faixa de 1000 Hz.....</i>	<i>66</i>
<i>4.13 – Melhor geometria da otimização realizada na faixa de 1000 Hz. ....</i>	<i>67</i>
<i>Fig. 4.14 – Comparação entre o fluxo de potência da geometria original e a melhor geometria obtida na otimização na faixa de 2000 Hz.....</i>	<i>68</i>
<i>Fig. 4.15 – Histórico da otimização realizada na faixa de 2000 Hz.....</i>	<i>68</i>
<i>4.16 – Melhor geometria da otimização realizada na faixa de 2000 Hz. ....</i>	<i>69</i>
<i>Fig. 4.17 – Comparação entre o fluxo de potência da geometria original e a melhor geometria obtida na otimização na faixa de 4000 Hz.....</i>	<i>70</i>
<i>Fig. 4.18 – Histórico da otimização realizada na faixa de 1000 Hz.....</i>	<i>71</i>
<i>Fig. 4.19 – Melhor geometria da otimização realizada na faixa de 4000 Hz.....</i>	<i>71</i>
<i>Fig. 5.1 – Vista isométrica da geometria não perturbada do tubo original .....</i>	<i>75</i>
<i>Fig. 5.2 – Distribuição dos valores das funções objetivo do tubo original devido às perturbações geométrica .....</i>	<i>77</i>
<i>Fig. 5.3 – Fluxo de potência do modelo de tubo original não perturbado. ....</i>	<i>78</i>
<i>Fig. 5.4 – Distribuição estatística dos valores da função objetivo das geometrias finalistas da otimização na faixa de 250 Hz.....</i>	<i>79</i>
<i>Fig. 5.5 – Vista isométrica da geometria selecionada segundo o critério de escolha para a faixa de otimização de 250 Hz. ....</i>	<i>81</i>
<i>Fig. 5.6 – Comparação entre os fluxos de potência do modelo de geometria não otimizada e modelo de geometria escolhida para a otimização em banda de 250 Hz.....</i>	<i>81</i>
<i>Fig. 5.7 – Distribuição estatística dos valores da função objetivo das geometrias finalistas da otimização na faixa de 500 Hz.....</i>	<i>83</i>
<i>Fig. 5.8 – Vista isométrica da geometria selecionada segundo o critério de escolha para a faixa de otimização de 500 Hz.....</i>	<i>84</i>

<i>Fig. 5.9 – Comparação entre os fluxos de potência do modelo de geometria não otimizada e modelo de geometria escolhida para a otimização em banda de 500 Hz.</i>	84
<i>Fig. 5.10 – Distribuição estatística dos valores da função objetivo das geometrias finalistas da otimização na faixa de 1000 Hz.</i>	86
<i>Fig. 5.11 – Vista isométrica da geometria selecionada segundo o critério de escolha para a faixa de otimização de 1000 Hz.</i>	87
<i>Fig. 5.12 – Comparação entre os fluxos de potência do modelo de geometria não otimizada e modelo de geometria escolhida para a otimização em banda de 1000 Hz.</i>	87
<i>Fig. 5.13 – Distribuição estatística dos valores da função objetivo das geometrias finalistas da otimização na faixa de 2000 Hz.</i>	89
<i>Fig. 5.14 – Vista isométrica da geometria selecionada segundo o critério de escolha para a faixa de otimização de 2000 Hz.</i>	90
<i>Fig. 5.15 – Comparação entre os fluxos de potência do modelo de geometria não otimizada e modelo de geometria escolhida para a otimização em banda de 2000 Hz.</i>	90
<i>Fig. 5.16 – Distribuição estatística dos valores da função objetivo das geometrias finalistas da otimização na faixa de 4000 Hz.</i>	91
<i>Fig. 5.17 – Vista isométrica da geometria selecionada segundo o critério de escolha para a faixa de otimização de 4000 Hz.</i>	92
<i>Fig. 5.18 – Comparação entre os fluxos de potência do modelo de geometria não otimizada e modelo de geometria escolhida para a otimização em banda de 4000 Hz.</i>	93
<i>Fig. A.1 – Comparação entre os espectros da otimização na faixa de 500 Hz.</i>	106
<i>Fig. A.2 – Comparação entre os espectros da otimização na faixa de 1000 Hz.</i>	106

## LISTA DE TABELAS

<i>Tabela 2.1 – Autovetores que satisfazem à equação (2.15).</i>	<b>..Error! Bookmark not defined.</b>
<i>Tabela 2.2 – Resultado dos valores experimentais e calculados para o modo de torção.</i>	<b>Error! Bookmark not defined.</b>
<i>Tabela 4.1 – Reduções do fluxo de potência das faixas otimizadas.</i>	58
<i>Tabela 4.2 – Resultados do fluxo de potência médio, em watts, das geometrias finalistas de cada otimização.</i>	59

## RESUMO

Devido ao crescente número de políticas ambientais que se baseiam na correlação evidente entre ruído e muitos problemas de saúde, tem-se buscado níveis sonoros cada vez mais baixos, principalmente aqueles provenientes dos equipamentos de uso doméstico.

Nesse sentido, o objetivo deste trabalho é reduzir o nível global do ruído de um compressor hermético usado em sistemas domésticos de refrigeração, tais como refrigeradores e freezers. A estratégia de redução do ruído consiste em minimizar o fluxo de energia vibratória que se origina no seu interior, sendo transmitido até a sua carcaça. Esta última, por questões geométricas, possui grande eficiência de irradiação sonora.

Para tanto, é empregado neste trabalho um método de controle passivo alternativo que procura minimizar o fluxo de energia vibratória pela modificação geométrica adequada de um dos responsáveis por esta transmissão: o tubo de descarga.

Neste caso, as modificações geométricas são feitas sob o controle de um algoritmo de otimização evolutiva, conhecido como Algoritmos Genéticos (AG). Tenta-se, pelas modificações geométricas, agregar ao tubo a capacidade de filtragem do fluxo de energia vibratória em faixas de frequência de interesse, de forma que o mesmo passe a se comportar como um filtro mecânico do tipo *band-pass*. A função objetivo do processo fluxo de potência médio entre o tubo e a carcaça é avaliada pelo Método dos Elementos Finitos.

São realizadas otimizações para cinco faixas de frequência distintas. No final de cada otimização são geradas dez geometrias candidatas. A melhor geometria é escolhida a partir de um critério que considera não apenas a sua performance em relação à função objetivo, menor valor do fluxo de potência médio medido na faixa de frequência otimizada, mas também a sua robustez às pequenas variações geométricas intrínsecas ao processo de fabricação.

## ABSTRACT

The increasing number of new environmental policies based on the direct correlation between noise and health problems has created the necessity to design very low sound levels equipments, specially those used in domestic environments.

The main goal of this work is to propose a method to reduce the noise radiated by an hermetic compressor used in domestic refrigeration systems. The strategy used consists in minimizing the vibratory energy flow that is originated in the compressor's inner components and reaches its outer case, where it can be efficiently radiated due to the case's geometric characteristics.

Therefore, an alternative vibration control method is applied in order to minimize the energy flow in specific frequency bands by means of geometric modifications in the component which is responsible for the energy transmission: the discharge tube.

The adequate geometric modifications are carried out under the control of an evolutionary optimization algorithm known as Genetic Algorithm. The modifications intend to add to the tube the characteristics of a mechanical stop band filter, so that the waves propagating in specific frequency bands are attenuated by destructive reflections. The Finite Element Method is used to calculate the objective function of the optimization process (the averaged power flow between the pipe and the outer case).

Five optimizations are carried out considering five different frequency bands. Ten candidate geometries are reached at the end of each optimization.

The candidates are analyzed in terms of sensitivity to geometric perturbation that may occur during the fabrication process. A selection criterion is then applied which enables the best candidate to be selected on grounds of both nominal optimal performance and robustness.

# CAPÍTULO 1

## Introdução

A preocupação em reduzir o ruído gerado por equipamentos de uso doméstico tem sido uma constante dentro das pesquisas desenvolvidas pelas empresas que os fabricam. Tal preocupação se acentua na mesma proporção com que surgem novas políticas ambientais e de saúde e cujo rigor se concentra especialmente na questão do ruído.

Este trabalho tem por objetivo reduzir o nível de ruído global irradiado por um equipamento que se enquadra na categoria acima citada: o compressor hermético EM, produzido pela Empresa Brasileira de Compressores - EMBRACO e usado em sistemas domésticos de refrigeração, tais como refrigeradores e freezers.

Para melhor entender o mecanismo de geração de ruído deste equipamento, pode-se dividir seus componentes em três categorias: fontes de energia, caminhos de propagação e irradiadores sonoros.

Desta forma, consideram-se os irradiadores sonoros como sendo os principais responsáveis pela irradiação de som do sistema e, portanto, a contribuição das demais categorias no ruído global é ignorada.

Vendo o sistema desta maneira, torna-se clara a idéia de que uma das melhores estratégias para atenuar o ruído consiste em minimizar o fluxo de energia que chega até os irradiadores através dos caminhos de propagação.

No caso do compressor EM, a fonte de energia é representada pelo conjunto bloco / motor, também chamado de *kit*. A carcaça, pelas suas

características topológicas, é o irradiador sonoro deste sistema. Há, no entanto, vários caminhos pelos quais a energia se propaga da fonte até a carcaça. Dentre as principais vias estão as molas, sobre as quais o kit se mantém apoiado, a cavidade existente entre o kit e a carcaça, que transmite energia, sobretudo, nas regiões de ressonância acústica e o tubo de descarga.

A Figura 1.1 apresenta as vistas em corte superior e lateral do compressor EM, em escala 1:2. O tubo e a mola estão representados nesta figura, pela cor azul escura. A cavidade está representada pela região em azul claro.

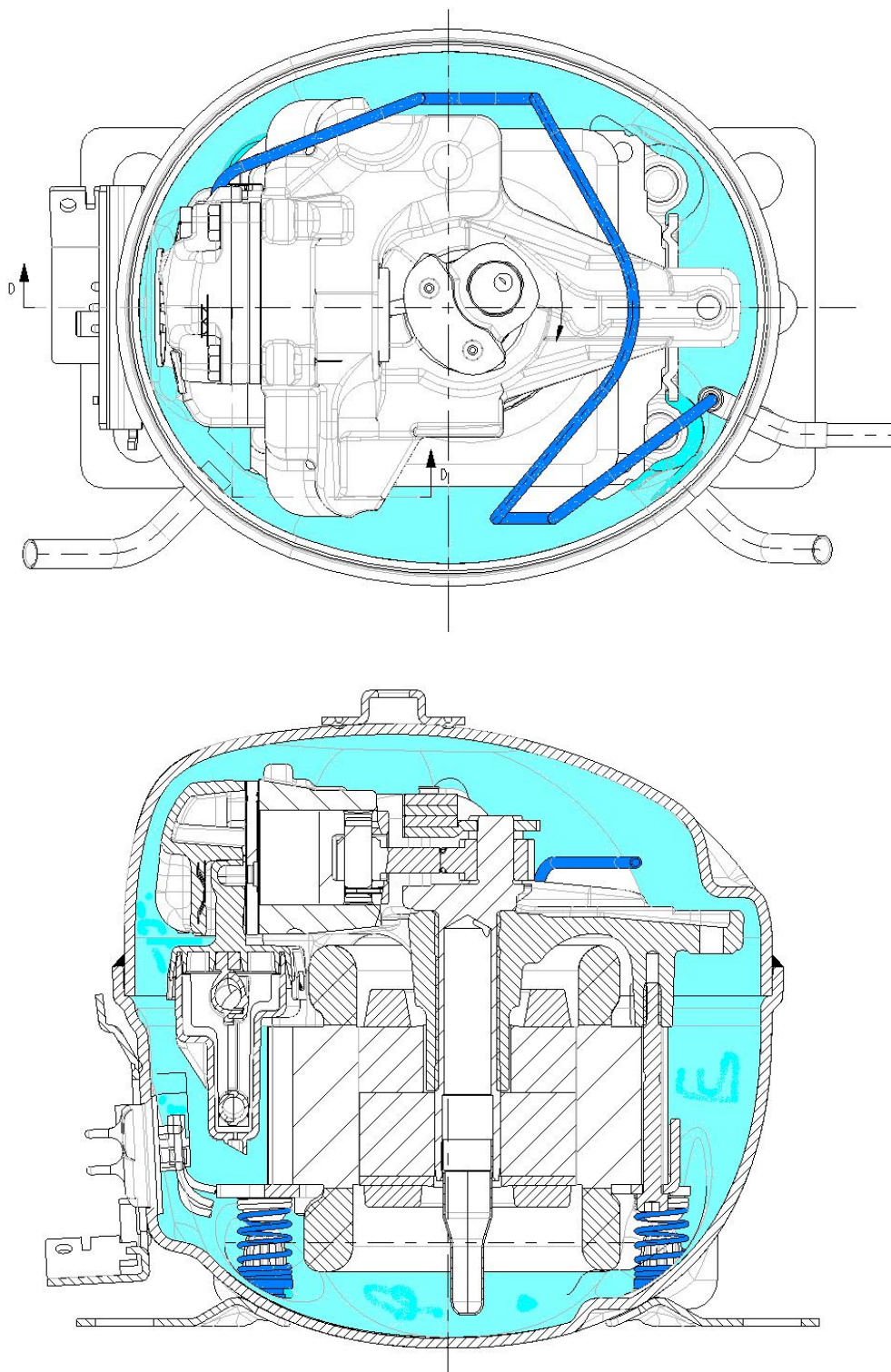
Trabalhos já realizados [2] indicam que a parcela do ruído global referente às altas frequências, principalmente nas faixas entre 6 kHz e 10 kHz, está correlacionada com a capacidade do tubo de descarga em transmitir a energia vibratória para a carcaça nesta região do espectro

Várias técnicas podem ser empregadas para contornar o problema da transmissão de energia vibratória. Dentre as mais comuns, destacam-se aquelas baseadas no controle passivo [3], onde a atenuação é geralmente alcançada pela adição de massa e / ou amortecimento estrutural. A desvantagem desta metodologia reside no fato de que, muitas vezes, o emprego de massa e/ ou materiais viscoelásticos na estrutura acabam por violar outros requisitos fundamentais de projeto, além de propiciarem um custo adicional de produção [4].

O isolamento da fonte de energia também é uma técnica passiva bastante aplicada. No entanto, apresenta as mesmas desvantagens relativas ao custo e a integridade das características originais de projeto, o que acaba tornando a sua aplicação muito restrita.



Mais recentemente, técnicas baseadas em controle ativo de vibrações têm sido aplicadas na atenuação da transmissão de energia [5].



*Fig. 1.1- Vista dos cortes superior, acima, e lateral, abaixo, do compressor EM.*

Estas técnicas baseiam-se na redução das vibrações do sistema pela produção de vibrações contrárias a fim de promover o cancelamento mútuo. Todavia, estas técnicas apresentam inúmeras restrições práticas relativas às especificidades de cada caso, fazendo com que a sua implementação torne-se extremamente dispendiosa.

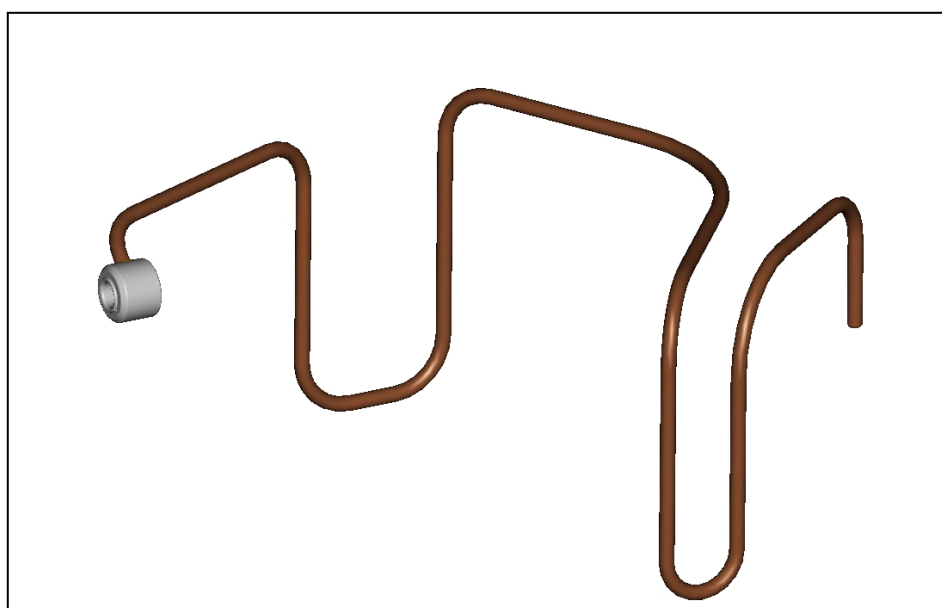
Muitas pesquisas têm se concentrado no sentido de desenvolver metodologias que possibilitem o projeto de geometrias com capacidade de filtragem do fluxo de energia em faixas de frequência específicas e que, ao mesmo tempo, sejam robustas e possam ser aplicadas numa ampla gama de problemas de vibrações e acústica.

A idéia de se criar estruturas com essas características surgiu a partir do estudo das estruturas periódicas [6]. Estruturas com periodicidade geométrica comportam-se como filtros *band stop* em regiões do espectro onde as mesmas não possuem frequências naturais, fazendo com que as ondas que se propagam nesta faixa sejam atenuadas por reflexão destrutiva.

No entanto, quanto mais complexo for o tipo de filtragem desejada, ou seja, quanto maior o conteúdo harmônico da faixa que se deseja filtrar, mais complexa se torna a periodicidade da estrutura e maior se torna a sua sensibilidade em termos de tolerâncias geométricas, principalmente quando esta passa a ser tridimensional. Em resumo, o projeto e o uso de estruturas periódicas com características complexas de filtragem requerem cuidados nas aplicações práticas.

Este trabalho propõe uma modificação geométrica no tubo (Figura 1.2) de descarga do compressor EM, de forma que este passe a se comportar como um filtro de banda larga, minimizando o fluxo de energia que chega até a carcaça em altas frequências e, conseqüentemente, contribuindo para a redução do ruído global gerado por este equipamento.

As modificações geométricas necessárias são alcançadas para cinco faixas de frequência diferentes usando um método de otimização evolutiva conhecida como Algoritmos Genéticos (AG) [7]. A escolha do método de otimização baseou-se na complexidade do problema relacionada ao elevado número de variáveis, o que tornaria o uso das técnicas clássicas, uma escolha extremamente dispendiosa do ponto de vista computacional.



*Fig. 1.2 - Vista isométrica do tubo de descarga do compressor EM.*

A função objetivo do processo de otimização (fluxo de potência entre o tubo e a carcaça) é avaliada a partir do Método dos Elementos Finitos (MEF). Os resultados obtidos mostram que é possível, a partir da interação entre o MEF e o método de otimização por AG, alcançar geometrias que apresentem capacidade de filtragem complexa em bandas largas de frequência e que, ao mesmo tempo, sejam suficientemente robustas, possibilitando, assim, a sua reprodução na prática.

Este trabalho está subdividido em 6 capítulos. No segundo capítulo são descritos os experimentos e os métodos usados na caracterização do material do tubo para a posterior construção do modelo representativo do sistema em Elementos Finitos, usado durante o processo de otimização.

O Capítulo 3 descreve o papel e as etapas de utilização do MEF durante o processo de otimização. Descreve, também, os detalhes da construção do modelo representativo do sistema, composto pelo tubo e pela carcaça e sua validação experimental. O capítulo se encerra detalhando o método utilizado para a redução do número de graus de liberdade do modelo, sem o qual o processo de otimização tornar-se-ia computacionalmente inviável.

O Capítulo 4 apresenta o conceito de otimização evolutiva, as razões que levaram à escolha e o mecanismo de funcionamento dos Algoritmos Genéticos. Detalha, ainda, a estratégia computacional utilizada para implementar o AG na otimização do tubo. Também são apresentados os resultados obtidos para otimizações realizadas em cinco faixas de frequência diferentes. O capítulo finaliza com considerações acerca dos resultados da otimização.

O Capítulo 5 descreve o método utilizado para avaliar as sensibilidades das geometrias alcançadas e discute o critério de escolha da melhor entre as dez geometrias resultantes no final de cada processo de otimização. As geometrias são escolhidas com base num critério que considera não apenas as suas capacidades de filtragem, mas também as suas robustezes às pequenas variações geométricas intrínsecas do processo de fabricação. As geometrias escolhidas a partir deste critério são consideradas passíveis de reprodução na prática. Por fim, no Capítulo 6, são feitas as conclusões do trabalho e apresentadas algumas propostas para futuras pesquisas.

## CAPÍTULO 2

### Caracterização do Material do Tubo de Descarga

Antes que se desse início à criação de um modelo representativo do tubo de descarga foi necessário investigar, de maneira experimental, algumas propriedades, até então desconhecidas, do material que o compõe. Este processo é chamado de caracterização do material.

Além disso existem dúvidas em relação ao comportamento do material em função da frequência e ao comportamento linear com a amplitude.

Os parâmetros que geralmente caracterizam os materiais sólidos do ponto de vista dinâmico são os seguintes [4]:

- Densidade  $\rho$
- Módulo de Young  $E$
- Coeficiente de Poisson  $\nu$
- Fator de Perda  $\eta$

A primeira parte deste trabalho consistiu em determinar experimentalmente os parâmetros que caracterizam o material que compõe o tubo de descarga, para a posterior criação do seu modelo numérico representativo. Dentre os parâmetros acima listados, foram obtidos experimentalmente somente os três últimos. A densidade  $\rho$  do material foi fornecida anteriormente pelo fabricante.

## 2.1 – Determinação do Módulo de Elasticidade

O processo de determinação do módulo de elasticidade do tubo consistiu em duas etapas.

Na primeira etapa foram levantados os espectros de resposta do tubo a fim de determinar as frequências de ressonância dos seus dez primeiros modos. A segunda etapa concentrou-se em determinar os módulos de elasticidade ( $E$ ), abrangendo uma frequência até 2315 Hz, através da substituição dos valores experimentais de suas respectivas frequências naturais na equação que rege a vibração livre de uma viga (Eq. 2.13).

A necessidade de avaliar  $E$  para diversos modos serviu para validar a hipótese de material puramente elástico, segundo a qual o módulo de elasticidade  $E$  deve permanecer constante ao longo da frequência [3].

O processo de avaliação do módulo de Young se repetiu para dez amostras diferentes de tubo. Com esse procedimento foi possível avaliar a dispersões dos valores de  $E$  numa população pequena de tubos, da qual os indivíduos foram escolhidos aleatoriamente em lotes diferentes de produção.

Na aquisição dos espectros, as condições de contorno escolhidas para o tubo foram as de uma viga em balanço. Desta forma, engastou-se uma das extremidades do tubo a um corpo rígido, permanecendo a outra livre (Figura 2.1).

Ao se determinar a resposta do tubo, optou-se por usar um sensor de não-contato (Laser – MKH 2008), tendo em vista que o uso de um sensor convencional provocaria um efeito de massa acumulada considerável, devido à pequena massa do tubo.



*Fig. 2.1 - Bancada de medição da resposta do tubo devido a uma excitação impulsiva*

Para garantir a leitura precisa das frequências de ressonância do tubo, cada modo foi medido separadamente. Para isso, o foco do sensor foi posicionado numa região entre nós relativa a cada modo (Figura 2.1), no mesmo ponto onde a excitação impulsiva era aplicada.

O erro de quantização durante a leitura dos picos de ressonância foi minimizado pelo uso de uma alta resolução em frequência, igual a 10 pontos por Hertz. Com estes cuidados, e descartando a possibilidade de efeito de massa acumulada pelo uso do sensor de não-contato, foi possível ler, com boa precisão, a frequência natural de cada modo indicada nos espectros do tubo.

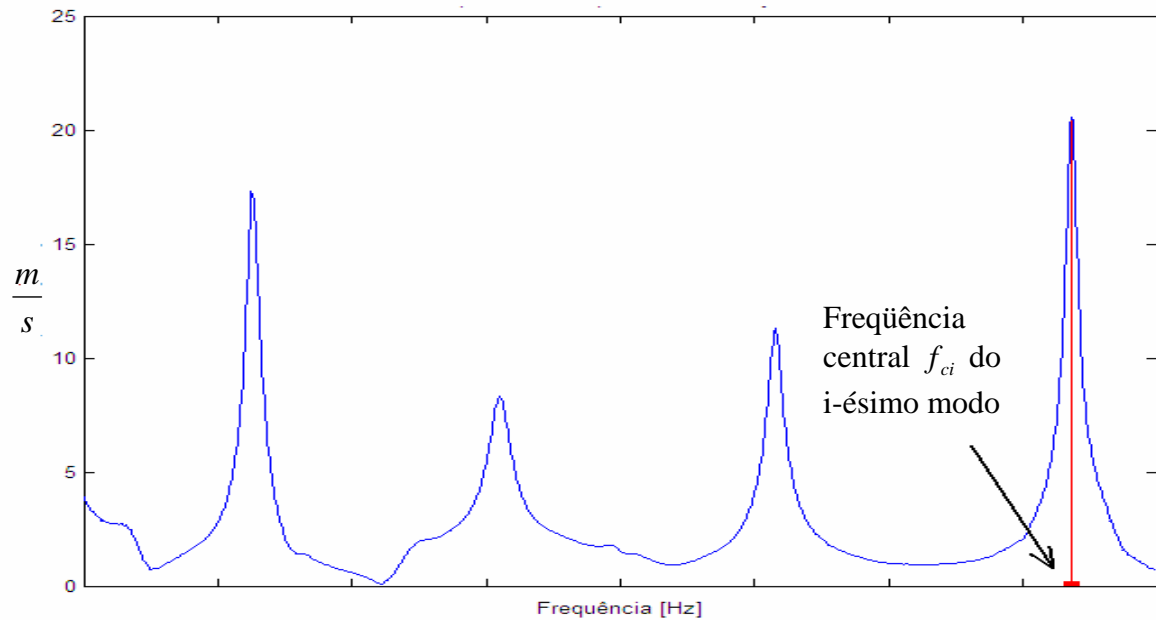


Fig. 2.2 – Determinação das frequências naturais a partir do espectro do tubo.

A segunda etapa consistiu em determinar o módulo de elasticidade a partir da substituição das frequências naturais, obtidas experimentalmente, na expressão que rege a vibração livre de uma viga (equação 2.13).

Uma das formas de se obter tal expressão consiste em resolver a equação diferencial de uma viga sujeita a uma determinada condição de contorno que expresse o equilíbrio entre as forças de inércia e as forças restauradoras elásticas.

Considerando o pequeno elemento de viga com comprimento  $dx$  sujeito a um momento  $M$  e uma força de cisalhamento  $V$  atuando nas suas extremidades (Figura 2.3), pode-se escrever a expressão:

$$V = EI \frac{\partial^3 v(x,t)}{\partial x^3} \quad , \quad (2.1)$$



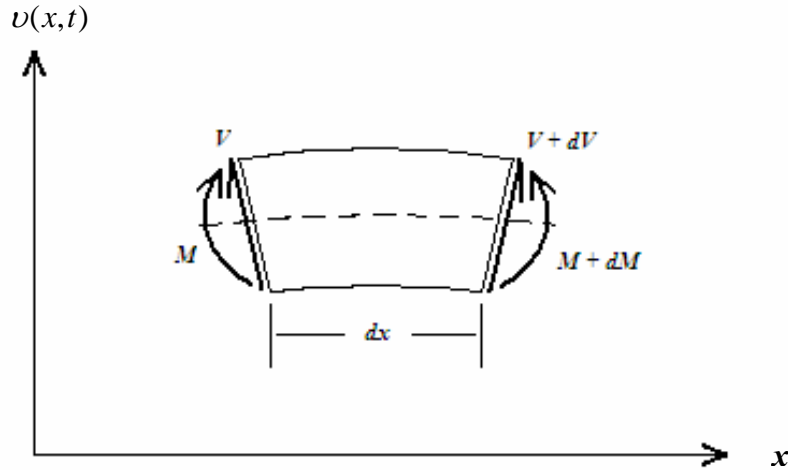


Fig. 2.3 – Elemento infinitesimal de uma viga

Levando em conta que os deslocamentos e suas curvaturas associadas sejam suficientemente pequenos e, ajustando para que a força transversal atuante no elemento seja igual a sua massa multiplicada pela sua aceleração, é possível escrever:

$$\frac{-\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} = \frac{EI}{\rho A} \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^4} \quad . \quad (2.2)$$

Fazendo a separação de variáveis, tem-se:

$$v(x,t) = p(t)r(x) \quad (2.3)$$

e, substituindo a Equação (2.3) na Equação (2.2), obtém-se:

$$-r(x)\frac{d^2 p(t)}{dt^2} = \frac{EI}{\rho A} p(t) \frac{d^4 r(x)}{dx^4} . \quad (2.4)$$

Considerando que a equação (2.4) possui apenas derivadas totais, pode-se rearranjá-la de tal maneira que o lado esquerdo da igualdade seja função do tempo e o lado direito seja função da posição. Portanto, pode-se obter:

$$-\frac{1}{p(t)} \frac{d^2 p(t)}{dt^2} = \frac{EI}{\rho A} \frac{1}{r(x)} \frac{d^4 r(x)}{dx^4} . \quad (2.5)$$

Como o valor do lado esquerdo da equação (2.5) é igual ao do lado direito, ambos devem ser iguais a uma constante. Pode-se mostrar que para que exista uma solução, esta constante deve ser positiva e será denotada por  $\omega^2$ . A partir disto, é possível obter duas equações diferenciais ordinárias e homogêneas:

$$\frac{d^2 p(t)}{dt^2} + \omega^2 p(t) = 0 \quad (2.6)$$

e

$$\frac{d^4 r(x)}{dx^4} - \beta^4 r(x) = 0 , \quad (2.7)$$

sendo

$$\beta^4 = \frac{\rho A \omega^2}{EI} . \quad (2.8)$$

As soluções para as equações 2.6 e 2.7 são respectivamente :

$$r(x) = B \sin \beta x + C \cos \beta x + D \sinh \beta x + F \cosh \beta x \quad (2.9)$$

e

$$p(t) = \cos(\omega t - \alpha) \quad , \quad (2.10)$$

sendo  $\alpha$  o ângulo de fase que depende das condições iniciais. Para que ocorra vibração livre,  $\beta$  precisa assumir valores que permitam soluções não-triviais para pelo menos uma das constantes da equação (2.9). Determinando os valores de  $\beta$ , pode-se obter os valores associados das frequências de vibração a partir da equação (2.8).

Tendo-se em vista que é mais vantajoso trabalhar com variáveis adimensionais de deslocamento e espaço, introduz-se a variável  $\xi = x/L$ . Portanto, a variável  $r$  passa a denotar o deslocamento lateral dividido por  $L$ , que é o comprimento total da viga. Sendo assim, pode-se escrever as equações (2.7) e (2.9) da seguinte maneira:

$$\frac{d^4 r(\xi)}{d\xi^4} - \beta^4 r(\xi) = 0 \quad , \quad (2.11)$$

sendo

$$\beta^4 = \frac{\rho A \omega^2 L^4}{EI} \quad , \quad (2.12)$$

ou

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{\beta^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad . \quad (2.13)$$

A equação (2.9) fica:

$$r(\xi) = B \sin \beta \xi + C \cos \beta \xi + D \sinh \beta \xi + F \cosh \beta \xi \quad (2.14)$$

Considerando as condições de contorno para uma viga engastada, pode-se escrever a equação (2.14) da seguinte maneira:

$$r(\xi) = \sin(\beta \xi) - \sinh(\beta \xi) - \gamma [\cos(\beta \xi) - \cosh(\beta \xi)] \quad , \quad (2.15)$$

sendo

$$\gamma = \frac{\sin(\beta) + \sinh(\beta)}{\cos(\beta) + \cosh(\beta)} \quad . \quad (2.16)$$

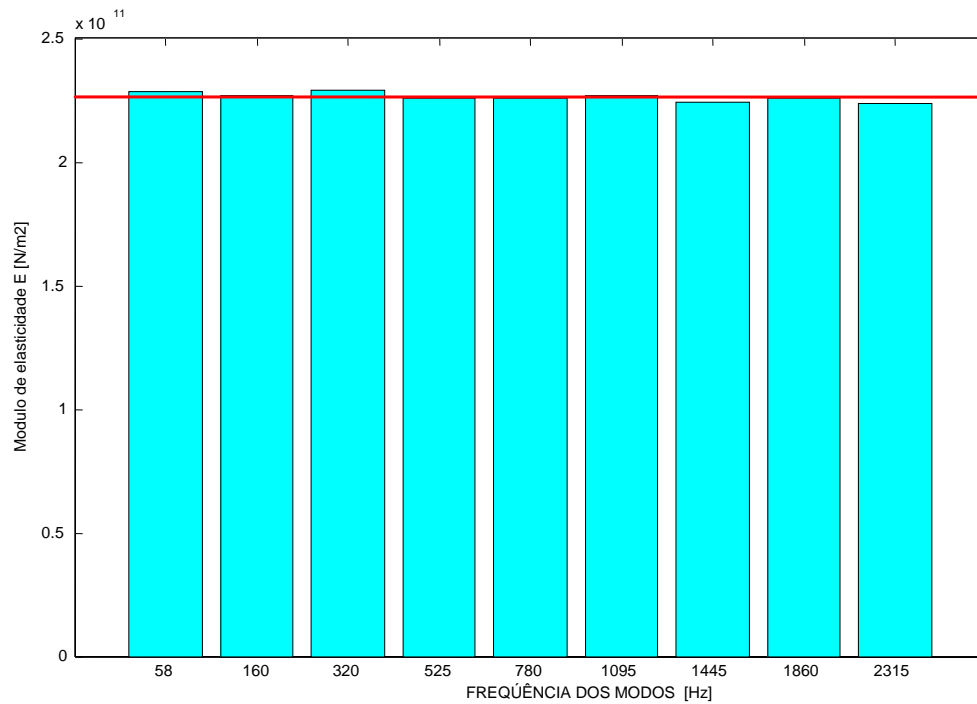
A tabela 2.1 apresenta os valores obtidos para os dez primeiros valores de  $\beta$  autovetores que satisfazem a equação 2.15 para a condição de contorno de uma viga em balanço.

Tabela 2.1 – Autovetores que satisfazem à equação (2.15)

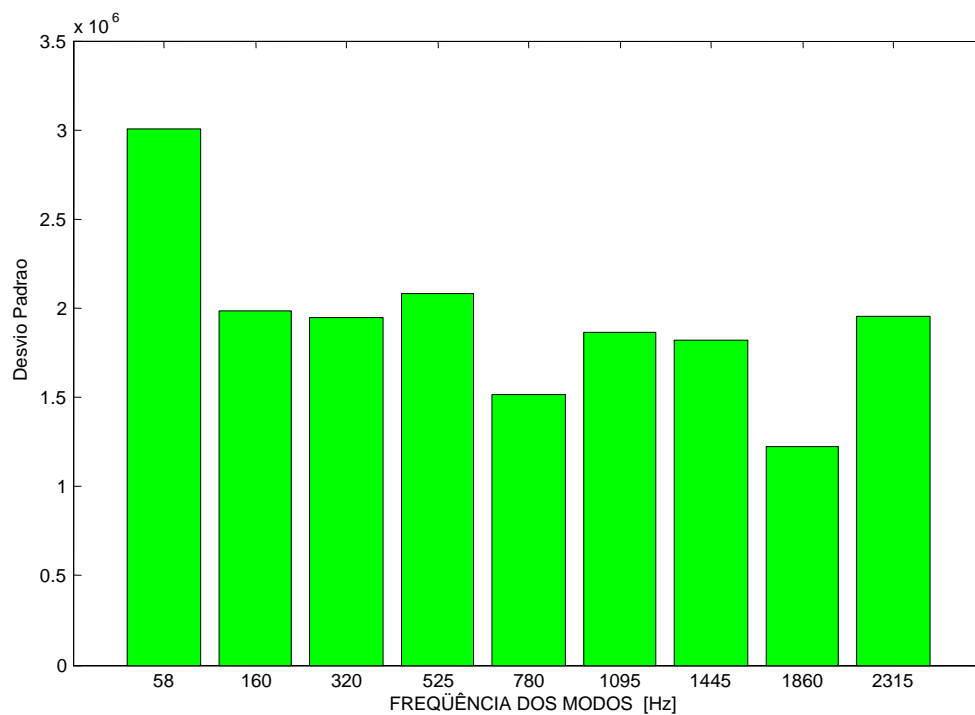
Modo	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\beta$	4.730	7.853	10.996	14.137	17.274	20.420	23.562	26.703	29.845

Finalmente, substituindo os valores experimentais obtidos para as frequências de cada modo junto com os seu respectivos autovalores  $\beta$  na equação (2.13), pode-se obter o resultado do módulo de elasticidade para cada modo.

A Figura 2.4 apresenta os resultados médios de  $E$  calculados com os dados de uma população de dez tubos, para os seus dez primeiros modos. A linha horizontal vermelha representa a média total, assumindo um valor igual a  $2,27 \times 10^{11} \text{ [N/ m}^2\text{]}$ . As barras da Figura 2.5 representam os desvios padrões de cada média modal para as dez amostras de tubo.



*Fig. 2.4 – Módulo de elasticidade média para cada modo ao longo de dez amostras.*



*Fig. 2.5 – Desvio padrão das medias amostrais de cada modo.*

O valor constante com a frequência, representado pela linha vermelha, será usado nas futuras análises realizadas até 10 kHz.

## 2.2 – Determinação do Módulo de Cisalhamento

De forma análoga à determinação do módulo de elasticidade  $E$ , o módulo de cisalhamento  $G$  foi também determinado pela substituição da frequência do  $n$ -ésimo modo torcional de vibração, obtida experimentalmente, na equação que rege a vibração torcional livre de uma viga em balanço.

Devido às características geométricas do tubo reto (Figura 2.1), possuindo o comprimento muito maior que o seu raio externo, previu-se que o primeiro modo torcional estivesse localizado numa região do espectro muito acima dos primeiros modos de flexão. Isto poderia provocar dificuldades na leitura das respostas destes modos devido à sobreposição dos modos de flexão que predominam em termos de amplitude.

Para reduzir a frequência dos primeiros modos de vibração torcionais, foi engastado à extremidade livre do tubo um volante de alumínio (Figura 2.6).

Além de reduzir os valores das frequências devido ao acréscimo de massa, o volante possibilitou a melhoria na leitura da velocidade angular pelo foco do sensor (Laser - MKH 2008). Este foi posicionado num anteparo preso ao volante.

Procurou-se usar uma condição de contorno que ampliasse a quantidade de energia entregue aos modos torcionais para que fosse evitada a sobreposição dos picos referentes aos modos de flexão que, muitas vezes, mascaram a leitura dos outros modos. Para isso, foram usados dois excitadores eletrodinâmicos B&K 8700, montados em tangentes

diametralmente opostas do volante de alumínio, alimentados pelo mesmo sinal de banda larga (ruído branco) em fase (Figura 2.6).



*Fig. 2.6 – Bancada para a medição dos modos torcionais.*

Apesar disto, não foi possível detectar no espectro nenhum modo torcional além do primeiro. Isto se deve ao fato de que a energia entregue ao sistema, mesmo nas condições de contorno apresentadas na Figura 2.6, acaba sendo mais absorvida pelos modos de flexão.

Levando em consideração a importância em se determinar o módulo de cisalhamento para diversos modos torcionais, validando a hipótese do  $G$  constante ao longo da frequência, foi necessário encontrar uma alternativa ao insucesso do experimento anterior.

A solução encontrada consistiu em medir o primeiro modo torcional para diferentes comprimentos de tubo, de maneira a se obter diferentes frequências de vibração referentes ao primeiro modo. Para tanto, foram utilizados três comprimentos diferentes de tubo. O tipo de excitação utilizada desta vez foi a impulsiva, aplicada tangencialmente numa das aletas do volante (Figura 2.7).



*Fig. 2.7 – Determinação da frequência do primeiro modo de torção com diferentes comprimentos de tubo.*

A relação que determina a frequência natural do primeiro modo torcional de um tubo engastado numa de suas extremidades e com um volante na extremidade livre é expressa por

$$f = Qf_{CF} \quad , \quad (2.17)$$

sendo  $f_{CF}$  a frequência natural do primeiro modo torcional de um tubo simples (sem volante) na condição de contorno em balanço, dada por :

$$f_{CP} = \frac{1}{4L} \sqrt{\frac{G}{\rho}} \quad , \quad (2.18)$$



onde  $Q$  é o fator de aproximação devido à adição de um volante na extremidade livre do tubo.  $Q$  é determinado através de uma tabela [8] e depende das características do volante (momento de inércia, localização ao longo do eixo do tubo).

Portanto, inserindo o valor experimental da frequência natural de torção do tubo na equação 2.19, obtém-se o valor do módulo de cisalhamento ( $G$ ).

$$G = 16L^2 \rho \frac{Q^2}{f^2} \quad . \quad (2.19)$$

A densidade média  $\rho$  usada para o material é igual a  $8370 \text{ kg/m}^3$ .

Os resultados experimentais, assim como os valores de  $G$  determinados para os três comprimentos diferentes de tubo são apresentados na tabela 2.2, abaixo:

*Tabela 2.2 – Resultado dos valores experimentais e calculados para o modo de torção.*

L [mm]	Q [ - ]	f [Hz]	G $\left[ \frac{N}{mm^2} \right]$
535	0,0173	25.5	$8,41 \times 10^7$
348	0,0119	27.1	$8,43 \times 10^7$
178	0,0063	28.2	$8,52 \times 10^7$
média			$8,45 \times 10^7$

### 2.3 – Determinação do Coeficiente de Poisson

Assumindo a hipótese de material puramente elástico que compõe o tubo, o coeficiente de Poisson pode ser determinado pela relação linear abaixo:

$$\nu = \frac{E}{2G} - 1 \quad (2.20)$$

Para determinar o coeficiente de Poisson foram utilizados os valores médios experimentais obtidos para E e G. O valor de  $\nu$  então obtido é igual a 0,34.

### 2.4 – Determinação dos Fatores de Perda

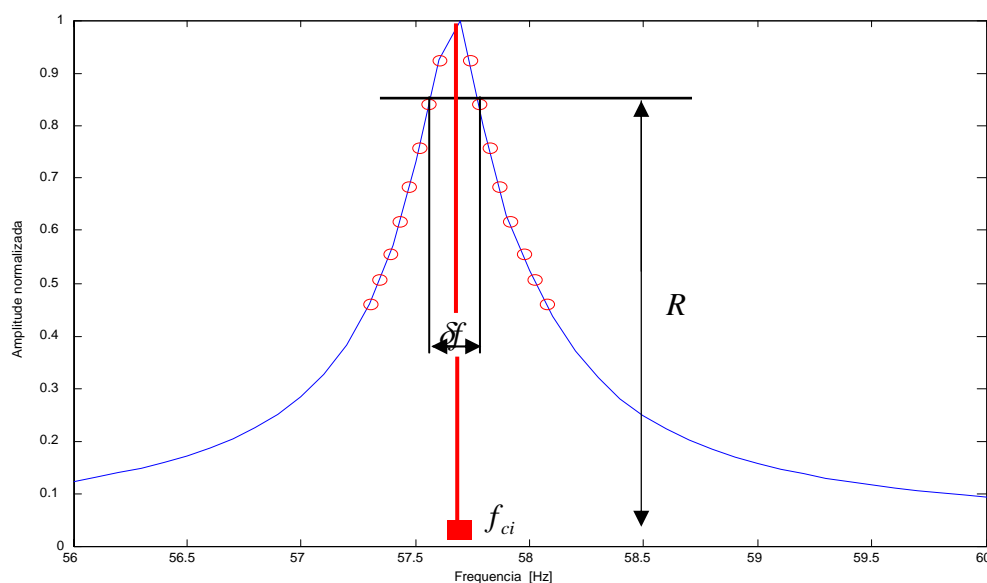
Foram utilizados ao todo dois métodos na determinação dos fatores de perda do tubo : Método da Curva de Largura de Banda e Método do Decremento Logarítmico. O primeiro método foi útil na determinação dos fatores de perda modais até o nono modo. O último método citado foi empregado na determinação dos fatores de perda por bandas de 1/3 de oitava acima do nono modo, a partir do qual o uso de métodos baseados na medição de largura de banda para a determinação do  $\eta$  tornam-se inadequados devido à superposição modal nessa região [3], dificultando a leitura precisa da largura.

Assim como na determinação do módulo de Young, foram escolhidos os tubos de maneira aleatória a partir de diversos lotes de produção. Desta forma foi possível avaliar a dispersão dos fatores de perda dentro de uma população de tubos.

Como nesta etapa o objetivo era determinar os fatores de perda do material, acurou-se para que o tubo não possuísse outras formas de dissipação, principalmente por acoplamento. No entanto, a título de comparação, as medições foram realizadas para duas condições de contorno diferentes: viga em balanço e viga livre-livre. A comparação entre os resultados obtidos para ambas é apresentada na Figura 2.10.

### 2.4.1 – Método da Curva de Largura de Banda

Diferentemente do método da Banda de Meia Potência, que utiliza apenas uma largura de banda para determinação do fator de perda, o Método da Curva de Largura de Banda [3] determina este parâmetro através de um ajuste de curva com os valores de várias larguras de bandas medidas entre o pico da resposta espectral do  $i$ -ésimo modo e um limite que não deve ser inferior a 6 dB abaixo deste (Figura 2.8). Quanto maior o número de pontos nessa faixa de amplitude, maior a precisão dos resultados.



*Fig. 2.8 – Medição de várias larguras de banda ao longo da amplitude.*

Portanto, definindo o fator de largura de banda como :

$$\delta F_R = \frac{\delta f}{f_{ci}} \quad , \quad (2.21)$$

sendo  $\delta f$  a largura de cada banda, em Hertz, medida no pico e  $f_{ci}$  a frequência central relativa ao i-ésimo modo.

Assim sendo, pode-se relacionar a razão de amplitude,  $R$ , e o fator de largura de banda,  $\delta F_R$ , com o fator de perda modal do i-ésimo modo,  $\eta_i$ , através da relação:

$$\delta F_R = \left[ 1 + \eta_i \sqrt{R^{-2} - 1} \right]^{1/2} - \left[ 1 - \eta_i \sqrt{R^{-2} - 1} \right]^{1/2} \quad . \quad (2.22)$$

Considerando  $\eta_i \ll 1$ , pode-se reduzir a equação 2.2.2 à :

$$\delta F_R = \eta_i \sqrt{R^{-2} - 1} \quad . \quad (2.23)$$

Plotando-se  $\sqrt{R^{-2} - 1}$  versus  $\delta F_R$  com os resultados obtidos para cada ponto dentro do intervalo de amplitude do espectro do i-ésimo modo e fazendo o ajuste de curva pelo método dos mínimos quadrados, determina-se o coeficiente angular  $\eta_i$  que é o fator de perda do i-ésimo modo medido.

A determinação do  $\eta_i$  a partir do coeficiente angular da reta da Figura 2.9 é obviamente muito mais confiável do que a sua determinação através de uma única largura de banda como é o caso do método da Banda de Meia Potência.

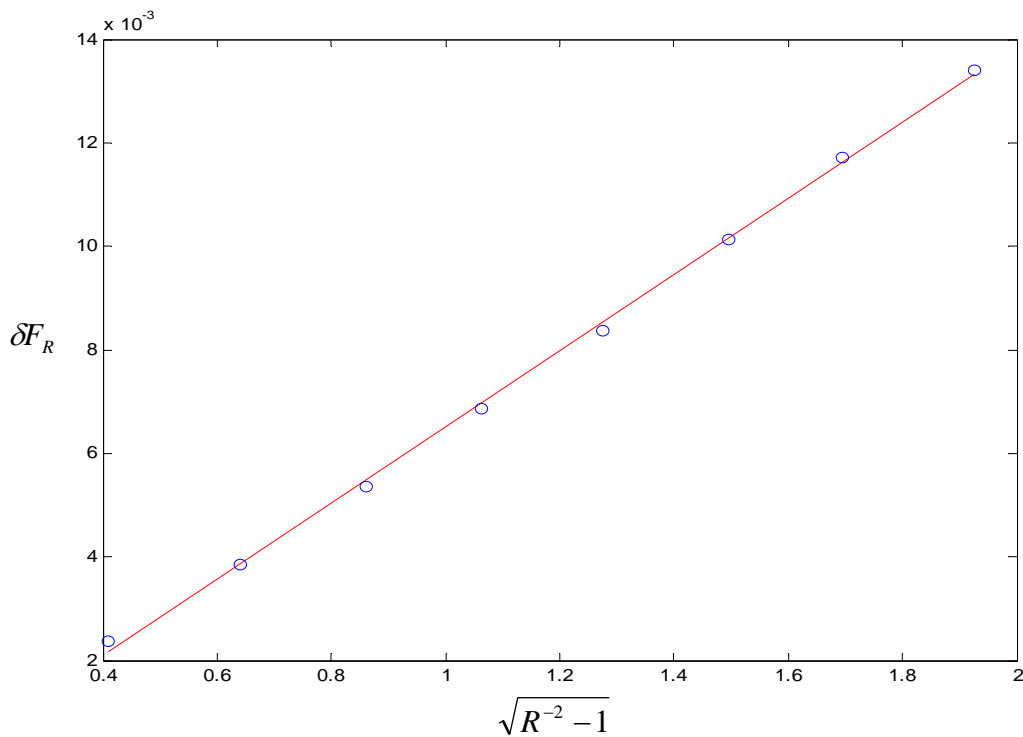


Fig. 2.9 – Ajuste de curva com o método dos mínimos quadrados

Durante a medição da resposta do tubo usando as duas condições de contorno já mencionadas, alguns cuidados foram tomados para garantir a captação da máxima velocidade de cada modo. Para tanto, ajustou-se adequadamente o foco do sensor em regiões de ventre, relativas a cada modo de vibração. A excitação impulsiva era aplicada no mesmo ponto de captação do sinal.

A condição de contorno livre-livre foi utilizada para evitar perdas de energia além daquela intrínseca do material. Dessa maneira, o tubo foi suspenso por duas linhas de massa desprezíveis fixadas em pontos nodais, de acordo com cada modo medido.

A resolução em frequência utilizada para ambas as condições de contorno foi de 10 pontos por Hertz e todas as medições atenderam ao critério de Nyquist quanto à frequência de amostragem.

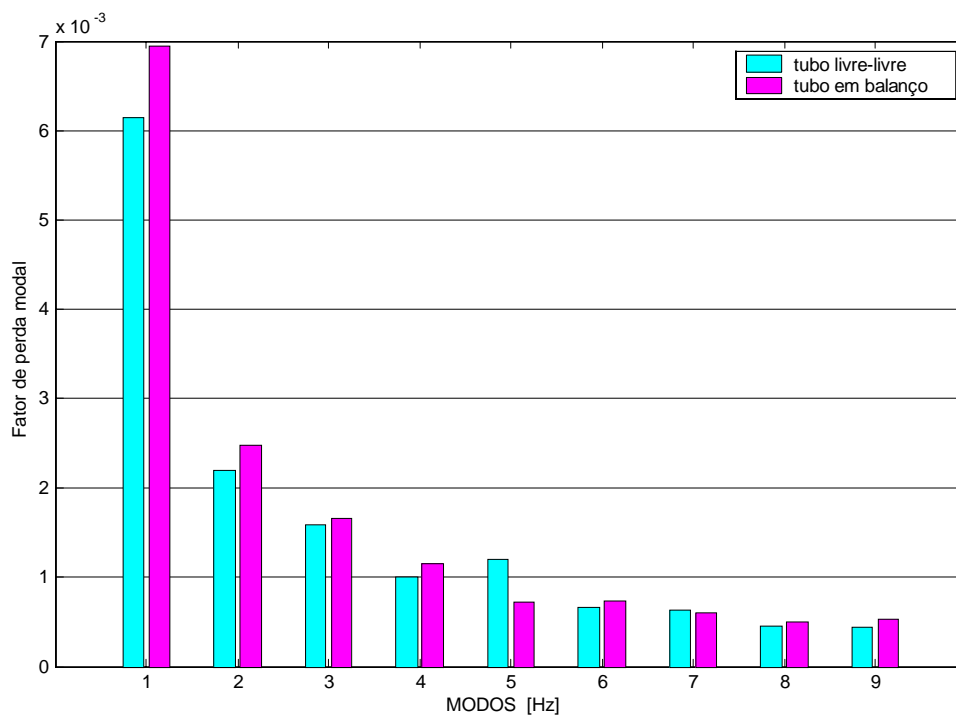


Fig. 2.10 – Resultados para os fatores de perda modais usando o método da curva de largura de banda

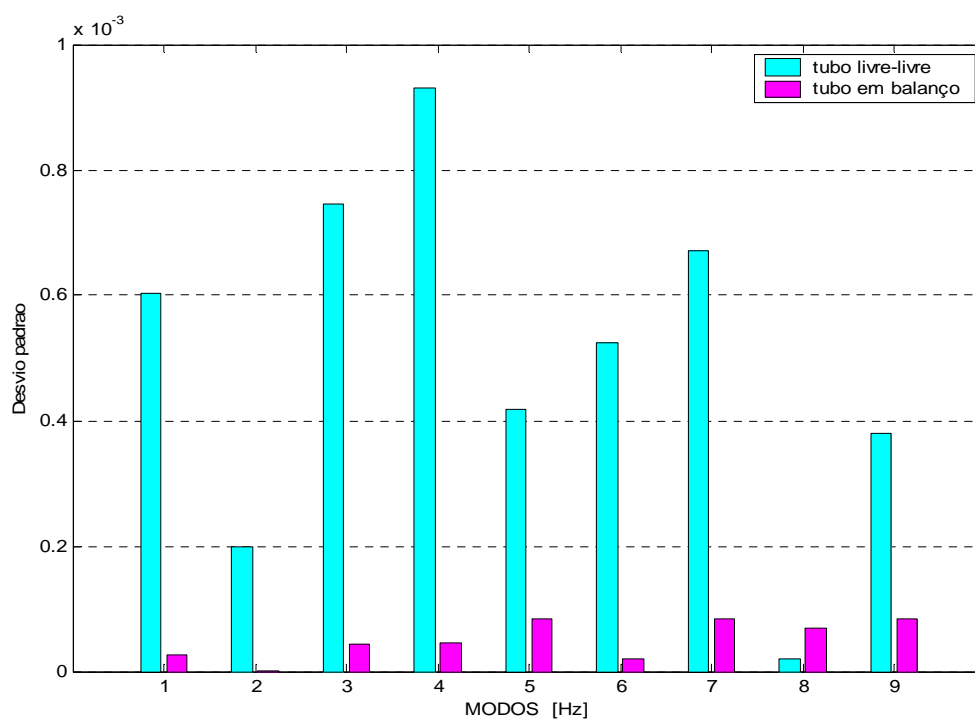


Fig. 2.11 – Desvios padrões das médias dos decaimentos modais determinados pelo método da curva de largura de banda.

A Figura 2.10 apresenta os resultados dos fatores de perda modais obtidos até o nono modo para as duas condições de contorno diferentes, utilizando o Método da Curva de Largura de Banda. Abaixo, na Figura 2.11 são apresentados os desvios padrões das médias de cada fator de perda.

Pode-se perceber, pela Figura 2.10, que os fatores de perda relacionados ao tubo na condição de contorno em balanço apresentam valores maiores do que os resultados do tubo na condição livre-livre, principalmente nos primeiros modos. Parte desta dissipação de energia se dá no engaste entre o tubo e a massa de fixação, existente nesta condição de contorno.

#### 2.4.2 – Método do Decremento Logarítmico

O decremento logarítmico,  $d$ , é determinado através do decaimento livre da amplitude de oscilação de um sistema em função do tempo. Este método tem sido, há muito tempo, empregado na área da acústica. Definições análogas àsquelas usadas pela acústica foram incorporadas pela área de vibrações, onde hoje este conceito vem sendo amplamente usado.

Fazendo uma analogia com o nível de pressão sonora [9], pode-se definir o nível de deslocamento,  $L_x$ , em decibel, correspondendo a um deslocamento oscilatório  $x(t)$  qualquer, por:

$$L_x = 10 \log_{10} \frac{x(t)^2}{x_{ref}^2} \quad , \quad (2.24)$$

sendo  $x_{ref}$  uma constante representando um valor de referência de deslocamento.

Pode-se ainda obter a taxa de decremento  $\Delta$ , em decibel por segundo, e relacioná-la ao fator de perda  $\eta$ ,

$$\Delta = -\frac{dL_x}{dt} = 27,3\eta f_c \quad , \quad (2.25)$$

sendo  $f_c$  a frequência central da faixa medida.

Ainda, em analogia com a acústica, pode-se definir o tempo de reverberação  $T_{60}$ , como sendo o tempo, em segundos, necessário para que o nível de deslocamento decaia em 60 decibéis. Portanto:

$$T_{60} = \frac{60}{\Delta} = \frac{2.2}{\eta f_c} \quad . \quad (2.26)$$

Durante as medições foram determinados os tempos de decremento,  $T_{60}$ , em bandas com largura de 1/3 de oitava entre 3 kHz até 12 kHz.

Os resultados foram determinados para a condição de contorno livre-livre. As excitações impulsivas foram aplicadas em dez pontos diferentes ao longo do comprimento do tubo para que todos os modos fossem excitados, permanecendo o foco do sensor num só ponto.

Os fatores de perda para cada faixa (Figura 2.12) foram calculados a partir da média dos tempos de decremento obtidos a cada excitação. Foram aplicadas 15 excitações ao longo de cada tubo, em regiões eqüidistantes. A figura apresenta os resultados dos desvios padrões das médias de cada faixa de frequência usando o decremento logarítmico.



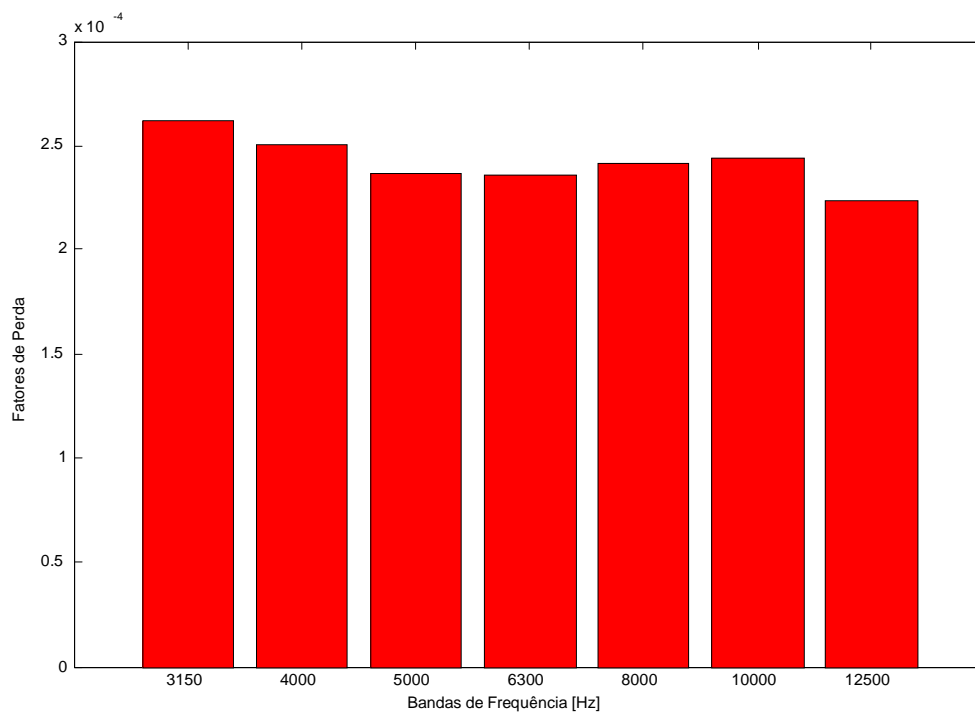


Fig. 2.12 – Resultados do fator de perda de faixas de 1/3 de oitava, obtidos entre 3 kHz e 12 kHz.

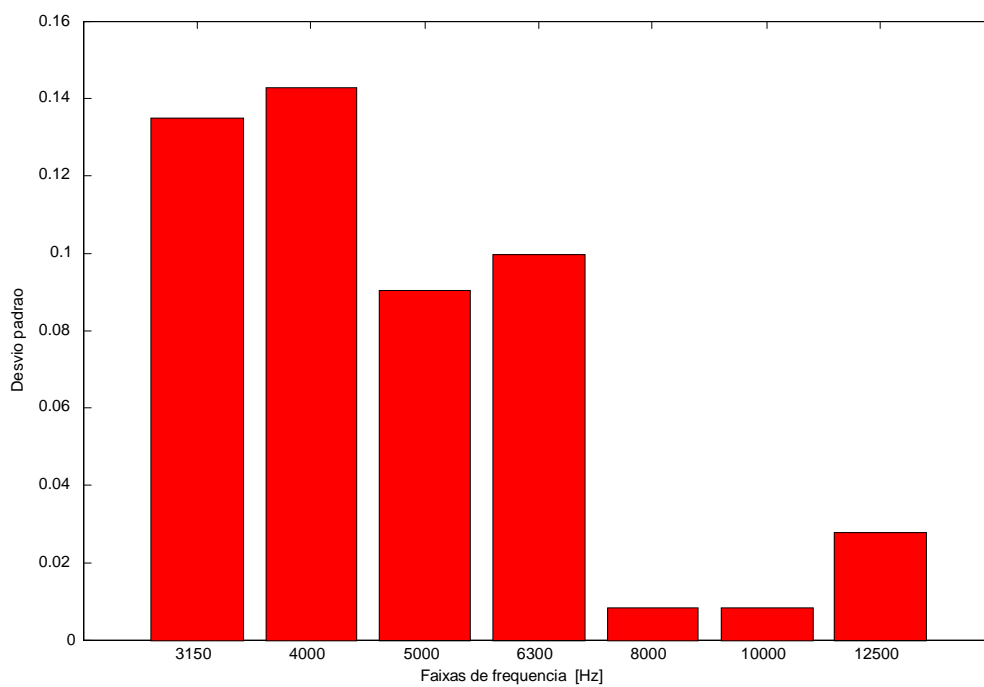
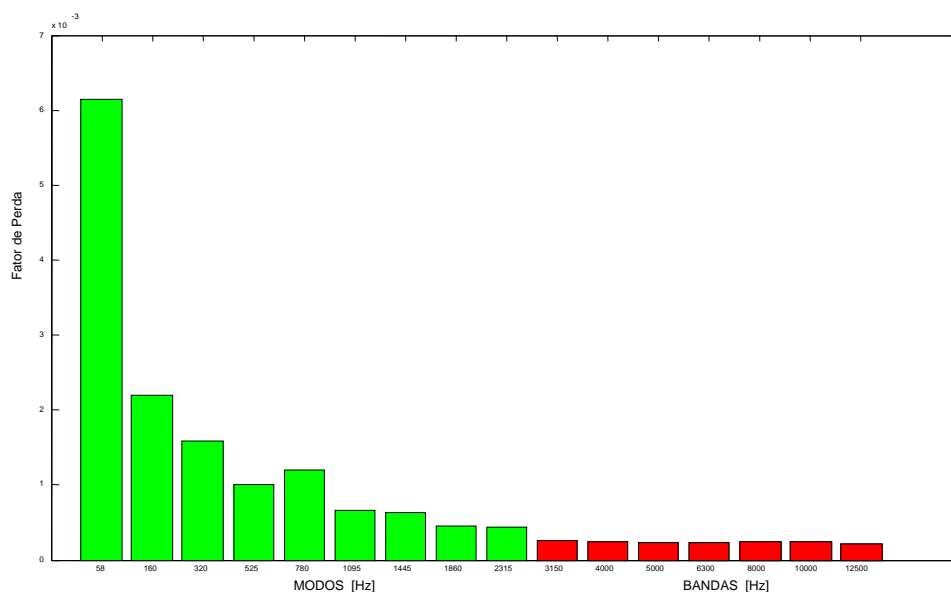


Fig. 2.13 – Desvio padrão da média dos resultados obtidos pelo decremento logarítmico ao longo de 10 amostras de tubo.



*Fig. 2.14 – Resultados dos fatores de perda modais e em banda de 1/3 de oitava obtidos com a condição de contorno livre-livre usando os dois métodos.*

A Figura 2.14 apresenta no mesmo gráfico os resultados dos fatores de perda modais, até o nono modo, e os fatores de perda referentes às bandas de 1/3 de oitava, obtidos entre 3 kHz e 12 kHz. Em ambos os casos, os resultados foram avaliados para uma condição de contorno livre-livre.

O fator de perda usado no modelo em elementos finitos é constante ao longo de frequência e foi determinado a partir da média dos fatores de perda medidos em bandas de 1/3 de oitava entre 3 kHz e 12 kHz. Esta é uma simplificação válida, visto que os fatores de perda permanecem praticamente constantes ao longo do espectro em regiões acima de 3 kHz e a função objetivo durante o processo de otimização será avaliada em faixas entre 6 kHz e 10 kHz.

## CAPÍTULO 3

### Modelagem do Sistema

O processo de otimização, detalhado no próximo capítulo, depende da resposta representativa do modelo estrutural a ser otimizado, de forma que esta seja um parâmetro confiável para a avaliação da função objetivo.

Para tanto, foi criado um modelo em Elementos Finitos que representa o sistema composto pelo tubo de descarga e a carcaça. Após a criação do modelo de cada sub-sistema (tubo e carcaça), os mesmos foram submetidos a validações experimentais.

A última etapa deste processo é a sub-estruturação do modelo da carcaça a fim de reduzir seu número de graus de liberdade *slaves*, minimizando, assim, o tempo computacional, tendo em vista que a otimização aqui apresentada é um processo iterativo. Caso o processo de otimização considerasse o modelo completo da carcaça para a determinação da função objetivo, este se tornaria inviável em termos computacionais.

#### 3.1 – O Papel do Método dos Elementos Finitos

O objetivo final do emprego do Método dos Elementos Finitos (MEF) é a determinação do fluxo de potência médio,  $\overline{W}_{IN}$ , que chega até a carcaça através do tubo de descarga. Para tanto,  $\overline{W}_{IN}$  é determinado a partir

dos resultados nodais extraídos do nó situado na conexão entre o tubo e a carcaça.

Esta grandeza será o parâmetro do qual, durante o processo de otimização, se buscará a minimização. Portanto, passará a ser chamado de função objetivo do processo.

Para se chegar ao fluxo de potência médio  $\overline{W}_{IN}$ , o MEF é empregado em quatro etapas:

- Geração da malha utilizando elementos de tubo e casca;
- Resolução do problema de autovalores não amortecido do sistema (análise modal);
- Determinação das funções de resposta em frequência (FRF's), considerando os autovalores obtidos na etapa anterior;
- Pós-processamento no qual são utilizados os resultados nodais obtidos na última etapa para a determinação do fluxo de potência médio  $\overline{W}_{IN}$ .

Todas estas etapas são realizadas utilizando o pacote comercial ANSYS, versão 7.0.

Levando em conta que para a determinação do fluxo de potência médio são necessários os resultados nodais da velocidade, força, momento e velocidade angular nas três direções, é necessário que os elementos que compõe a malha do sistema devam possuir seis graus de liberdade.

O elemento escolhido para a modelagem do tubo foi o tipo *PIPE16*, que é, na verdade, uma derivação do elemento de viga tipo *BEAM04*, ambos disponíveis na biblioteca de elementos do software ANSYS.

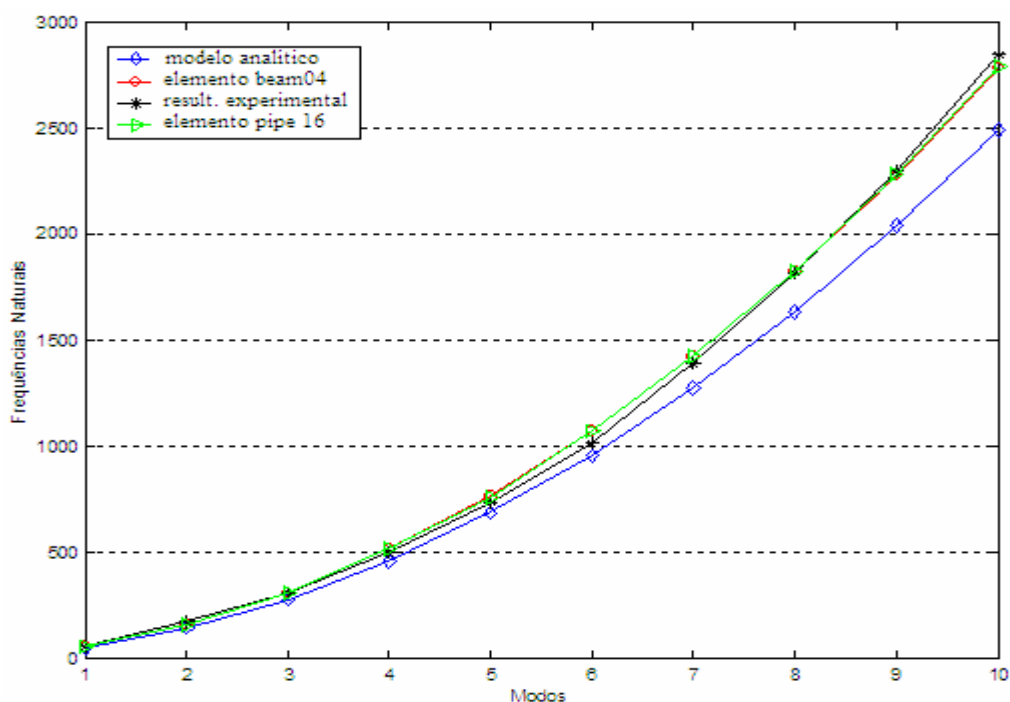


Fig. 3.1 – Comparação entre os resultados das primeiras frequências naturais do tubo reto.

A escolha do elemento usado na modelagem do tubo de descarga foi baseada no resultado do teste que comparou os valores das frequências naturais de um tubo reto obtidas de maneira analítica, experimental e numérica usando, esta última, os elementos *PIPE16* e *BEAM04* (Figura 3.1). Embora os resultados obtidos tenham apresentado valores muito próximos, o elemento do tipo *PIPE16* possui ainda algumas características que poderiam ser úteis durante a modelagem do sistema.

Este elemento possui todas as características básicas de elemento uniaxial do tipo viga, com capacidades de tração, compressão, torção e flexão, tendo seis graus de liberdade por nó: translações nas direções x, y e z e rotações sobre os eixos nodais x, y e z. Também permite uma geometria não-simétrica em cada terminação e permite que os nós fiquem deslocados do centro de gravidade da viga [10]. Além disso, o elemento *PIPE16*

oferece a possibilidade de carregamento interno, como por exemplo, pressão estática, também agregando fatores de flexibilidade e intensificação de tensão que podem ser usados no ajuste do modelo.

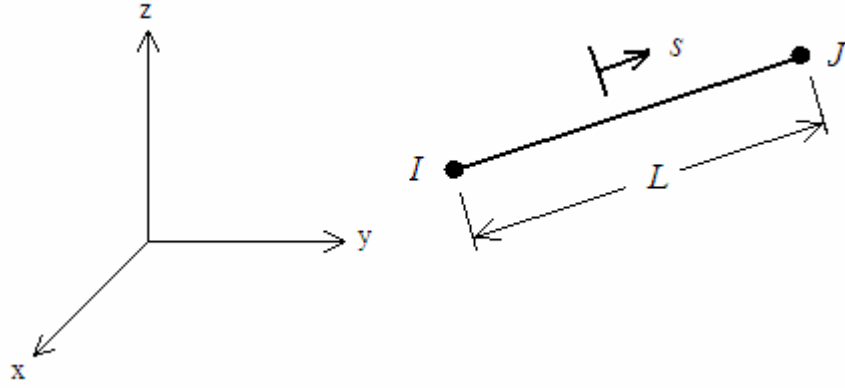


Fig. 3.2 – Esquema de funções de interpolação para o elemento de tubo PIPE16.

Para o elemento de tubo do tipo *PIPE16*, são usadas as seguintes funções de interpolação, de acordo com a Figura 3.2 ;

$$u = \frac{1}{2} [u_I (1 - s) + u_J (1 + s)] \quad , \quad (3.1)$$

$$v = \frac{1}{2} \left[ v_I \left( 1 - \frac{s}{2} (3 - s^2) \right) + v_J \left( 1 + \frac{s}{2} (3 - s^2) \right) \right] + \frac{L}{8} [\theta_{z,I} (1 - s^2) (1 - s) - \theta_{z,J} (1 - s^2) (1 + s)] \quad , \quad (3.2)$$

$$w = \frac{1}{2} \left[ w_I \left( 1 - \frac{s}{2} (3 - s^2) \right) + w_J \left( 1 + \frac{s}{2} (3 - s^2) \right) \right] - \frac{L}{8} [\theta_{y,I} (1 - s^2) (1 - s) - \theta_{y,J} (1 - s^2) (1 + s)] \quad , \quad (3.3)$$

$$\theta_x = \frac{1}{2} [\theta_{x,I}(1-s) + \theta_{x,J}(1+s)] \quad . \quad (3.4)$$

Atendendo ao critério de 12 elementos por comprimento de onda de flexão [11] para a realização das análises anteriormente citadas até 10 kHz, foram necessários 190 elementos para a criação da malha do tubo.

A modelagem da carcaça do compressor foi realizada utilizando-se elementos de placa do tipo *SHELL63*. Este elemento tem capacidade de flexão e movimento de membrana e possui quatro nós por elemento. São permitidos, ainda, carregamentos normais ao plano. O elemento possui seis graus de liberdade por nó e translações nas direções x,y e z e rotações sobre os eixos x, y e Z [10].

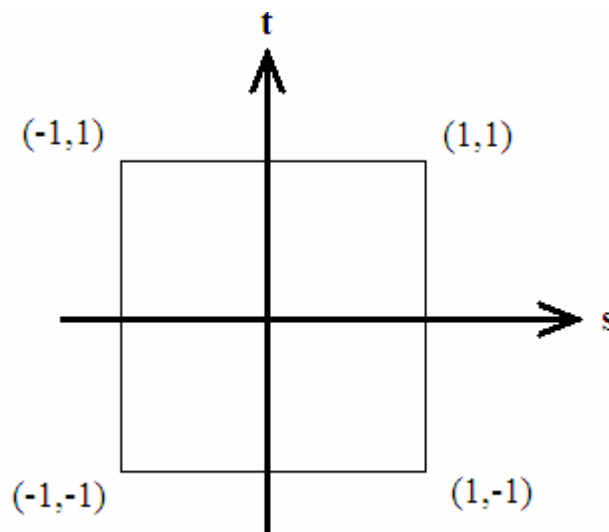


Fig. 3.3 – Esquema de funções de interpolação para o elemento do tipo *SHELL63*.

As funções de interpolação  $u$  e  $v$ , nas direções de membrana, e  $w$ , na direção transversal à placa, são dadas para o elemento *SHELL63* de acordo com a Figura 3.3, por:

$$u = \frac{1}{4} [u_I(1-s)(1-t) + u_J(1+s)(1-t) + u_K(1+s)(1+t) + u_L(1-s)(1+t)] \quad , \quad (3.5)$$

$$v = \frac{1}{4} [v_I(1-s)(1-t) + v_J(1+s)(1-t) + v_K(1+s)(1+t) + v_L(1-s)(1+t)] \quad , \quad (3.6)$$

sendo que  $w$  é definido por quatro triângulos superpostos [10]. Os índices  $i$ ,  $j$ ,  $k$  e  $l$  referem-se aos valores nodais de cada função.

A criação da malha da carcaça também deve atender o critério de 12 elementos por comprimento de onda de flexão, o que, para análises dinâmicas até 10 kHz, resultaram numa malha com 18638 elementos, considerando todos os componentes externos (placas de sustentação, grau de encaixe, etc.).

Depois da construção do modelo do sistema, o MEF é utilizado para a realização da análise modal.

Durante esta análise são construídas a matriz de massa,  $[M]$ , e a matriz de rigidez,  $[K]$ , do sistema baseadas no modelo previamente construído. Em seguida é resolvido o problema de autovalores, representado pela Equação 3.7.:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{\ddot{u}\} = \{0\} \quad , \quad (3.7)$$

sendo  $\{u\}$  o vetor de deslocamento,  $\{\ddot{u}\}$  o vetor de aceleração e  $\{0\}$  o vetor nulo.



Considera-se que a estrutura tenha propriedades constantes de massa e rigidez e que o amortecimento seja nulo. Como não existem forças aplicadas, trata-se de vibrações livres. Considera-se, ainda, que o sistema seja linear. Desta forma as vibrações livres podem ser expressas da seguinte maneira:

$$\{u\} = \{\phi\}_i \cos \omega_i t \quad , \quad (3.8)$$

sendo  $\{\phi\}_i$  o autovetor que apresenta o modo da  $i$ -ésima frequência natural,  $\omega_i$  a  $i$ -ésima frequência natural e  $t$  o tempo.

Assim sendo, pode-se escrever a Equação 3.7 da seguinte maneira:

$$[-\omega_i^2 [M] + [K]]\{\phi\}_i = \{0\} \quad . \quad (3.9)$$

Desejando-se uma solução não-trivial, o determinante fica:

$$|[K] - \omega_i^2 [M]| = 0 \quad . \quad (3.10)$$

Tal problema de autovalores deve possuir soluções para  $n$  valores de  $\omega^2$  e  $n$  autovetores que satisfaçam à Equação (3.10).

O software ANSYS disponibiliza diversos métodos para solução do problema de autovalores acima descrito. No caso dos testes de validação do modelo do tubo de descarga e da carcaça foi usado o método do Bloco de Lanczos [11]. Este método é utilizado em problemas de autovalores simétricos. Tipicamente, é utilizado para problemas solucionáveis também pelo método do subespaço, porém com maior taxa de convergência.

Segundo Sardá [12], trata-se do método mais eficiente para a extração de autovalores para este tipo de análise, possuindo uma velocidade de processamento maior que o método do Subespaço [18] e apresentando os mesmos resultados.

Os resultados nodais na forma de força ou deslocamento devido a uma força ou a um deslocamento prescrito podem ser obtidos através de execução da análise harmônica.

A equação que rege a análise harmônica é dada por:

$$[[K] - \omega^2[M] + i\omega[C]]\{\{u_1\} + i\{u_2\}\} = \{F_1\} + i\{F_2\} \quad , \quad (3.11)$$

sendo  $\omega$  a frequência angular,  $[C]$  a matriz de amortecimento,  $\{u\}$  o vetor deslocamento composto da parte real  $\{u_1\}$  e imaginária  $\{u_2\}$  e  $\{F\}$  é o vetor força composto da parte real  $\{F_1\}$  e imaginária  $\{F_2\}$ , respectivamente.

Para a análise harmônica, o software ANSYS também disponibiliza alguns métodos de resolução da Equação 3.11. Neste caso foi utilizado o método *Full* (ou método Completo) que resolve esta equação de maneira direta.

Apesar do grande esforço computacional demandado pelo método, este ainda continua apresentando resultados mais precisos se comparado com outros métodos não diretos como o método da superposição modal ou o método reduzido [12]. Além disso, a quantidade de equações, ou seja, o número de graus de liberdade do sistema final após a sub-estruturação, torna o seu uso viável.

Durante a etapa de pós-processamento, é determinado o fluxo de potência médio (função objetivo) do nó situado na conexão entre o tubo e a carcaça.

Para tanto, são lidos os resultados nodais das velocidades, forças, momentos e velocidades angulares nas direções e nos eixos x, y e z, obtidos durante a análise harmônica.

O fluxo de potência médio,  $\overline{W}_{IN}$ , é dado por:

$$\overline{W}_{IN} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n W_{IN_i} \quad , \quad (3.12)$$

Sendo n, o número de frequências contidas na faixa de otimização e  $W_{IN_i}$  o fluxo de potência determinado para a i-ésima frequência da faixa otimizada, dado por:

$$\begin{aligned} W_{IN_i} = & \frac{1}{2} \Re \left\{ \overline{F}_x \overline{V}_x^* + \overline{F}_y \overline{V}_y^* + \overline{F}_z \overline{V}_z^* \right\} + \\ & + \frac{1}{2} \Re \left\{ \overline{M}_x \dot{\overline{\theta}}_x^* + \overline{M}_y \dot{\overline{\theta}}_y^* + \overline{M}_z \dot{\overline{\theta}}_z^* \right\} \quad , \end{aligned} \quad (3.13)$$

sendo  $\overline{F}_j$  (j=x, y e z) as forças complexas nas direções x, y e z, para a i-ésima frequência;  $\overline{V}_j^*$  as velocidades complexas conjugadas nas direções x, y e z, determinados na i-ésima frequência;  $\overline{M}_j$  os momentos flexores nos eixos x, y e z, determinados na i-ésima frequência e  $\dot{\overline{\theta}}_j^*$ , os valores complexos conjugados das velocidades angulares nos eixos x, y e z, determinados para na i-ésima frequência.

As otimizações realizadas neste trabalho foram feitas considerando cinco funções objetivo, sendo elas o fluxo de potência médio calculado para cinco faixas de frequência distintas.

Os fluxos de potência são medidos em função de deslocamentos prescritos, aplicados na extremidade livre do tubo (extremidade que originalmente fica acoplada ao bloco motor). Os valores dos deslocamentos prescritos em função da frequência foram determinados experimentalmente em um compressor real. Em outro estudo foi utilizada uma força unitária como excitação [13].

### **3.2 – Validação Experimental dos Modelos**

Antes da validação experimental do modelo do sistema, foi considerada a hipótese de que o mesmo se comporta de maneira linear. Isto permitiu que a validação fosse feita separadamente para cada componente, facilitando assim a etapa de medições. Portanto, se cada modelo de componente é validado separadamente, o modelo completo é considerado validado.

A validação dos modelos é feita pela comparação entre as curvas de resposta em frequência, adquiridas de modo experimental a partir dos componentes reais e as curvas de resposta em frequência, adquiridas numericamente a partir dos modelos.

#### **3.2.1 – Validação do Modelo do Tubo**

O tubo de descarga foi validado pela comparação entre as curvas de amplitude das receptância indiretas numérica e experimental (Figura 3.6).

A receptância indireta é definida como sendo o deslocamento harmônico complexo (ou rotação) de um ponto do sistema mecânico

devido à aplicação de uma força unitária real (ou momento) em outro ponto do mesmo sistema, dada por:

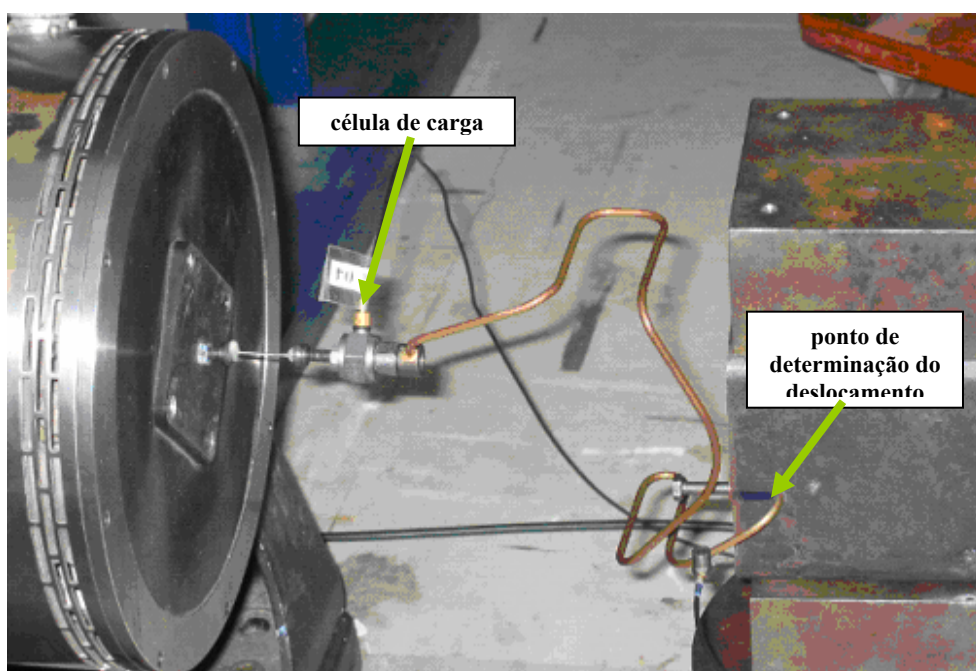
$$\alpha_{RS} = \frac{\bar{u}}{F} \quad , \quad (3.14)$$

onde os índices R e S indicam, respectivamente, os pontos do sistema de onde é determinada o deslocamento complexo  $\bar{u}$  e aplicada a força real unitária  $F$ .

A determinação experimental da receptância do tubo de descarga foi feita engastando-se uma de suas extremidades num bloco cuja massa é muitas vezes superior à massa do tubo, podendo ser considerado com impedância infinita. Na outra extremidade aplicou-se uma excitação de banda larga (0 a 10 kHz) por um excitador eletrodinâmico *B&K 8700* através de uma célula de carga *B&K 8180*, com a qual se captou o sinal da força. O deslocamento foi medido na mesma direção da excitação em um ponto próximo à extremidade engastada usando o sensor de não-contato *Laser WKA 7000* (Figura 3.4).

Para a obtenção da receptância numérica do modelo do tubo, foram reproduzidas as mesmas condições de contorno empregadas durante a medição. Na análise harmônica aplicou-se uma força unitária variando em subpassos de 5 Hz dentro da faixa de 0 kHz a 10 kHz. A velocidade nodal foi extraída na mesma direção em que foi aplicada a força. Utilizou-se a mesma resolução em frequência igual a 5 Hz para determinar a mobilidade experimental. Os efeitos de massa acumulada referentes à célula de força e ao olhal da extremidade livre do tubo foram considerados no modelo numérico através do acréscimo de massas pontuais nessas regiões. Foi utilizado o modelo de amortecimento proporcional à massa, igual a  $1,15 \times 10^{-4} [1/s]$ .

Comparando os resultados das curvas de receptância experimental e numérica (Figura 3.6), pode-se perceber que o modelo do tubo é bem representativo até a frequência de 6 kHz. A discrepância dos resultados a partir desta frequência surge devido à grande sensibilidade do tubo às pequenas variações geométricas que ocorrem aleatoriamente durante o processo de fabricação, transporte e montagem no compressor. A hipótese de sistema linear serve para validar o modelo, atribuindo a discrepância entre os resultados às perturbações geométricas não consideradas durante a modelagem do mesmo.



*Fig. 3.4 – Bancada para a determinação de resposta em frequência do tubo de descarga.*

A sensibilidade do tubo de descarga a pequenas variações geométricas é considerada durante a otimização e discutida no Capítulo 5. A escolha da melhor geometria otimizada segue um critério baseado na probabilidade de robustez de cada geometria finalista.

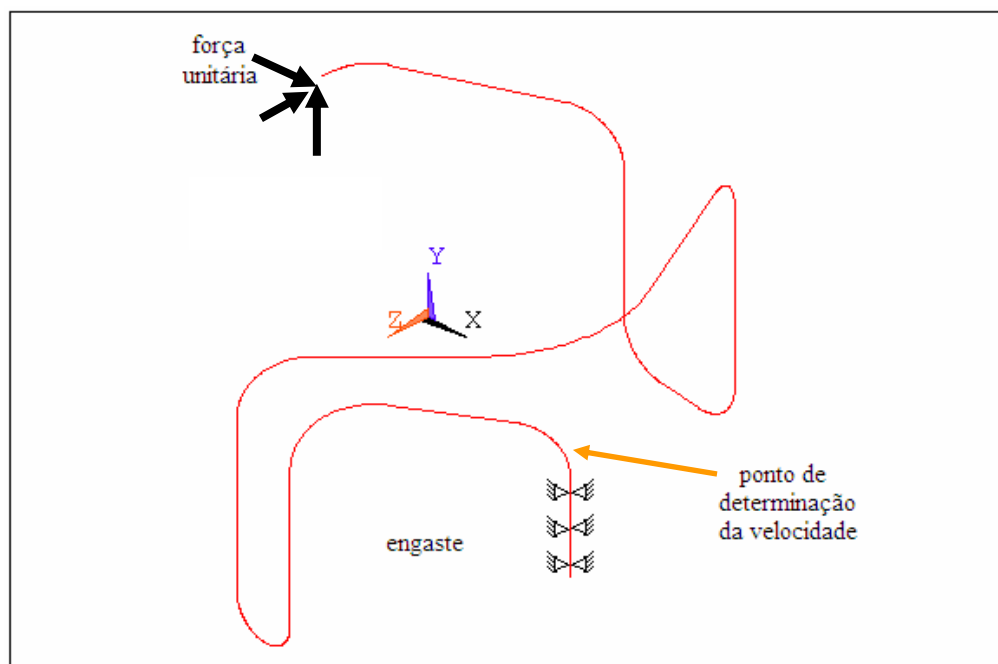


Fig. 3.5 – Modelo em Elementos Finitos do tubo de descarga.

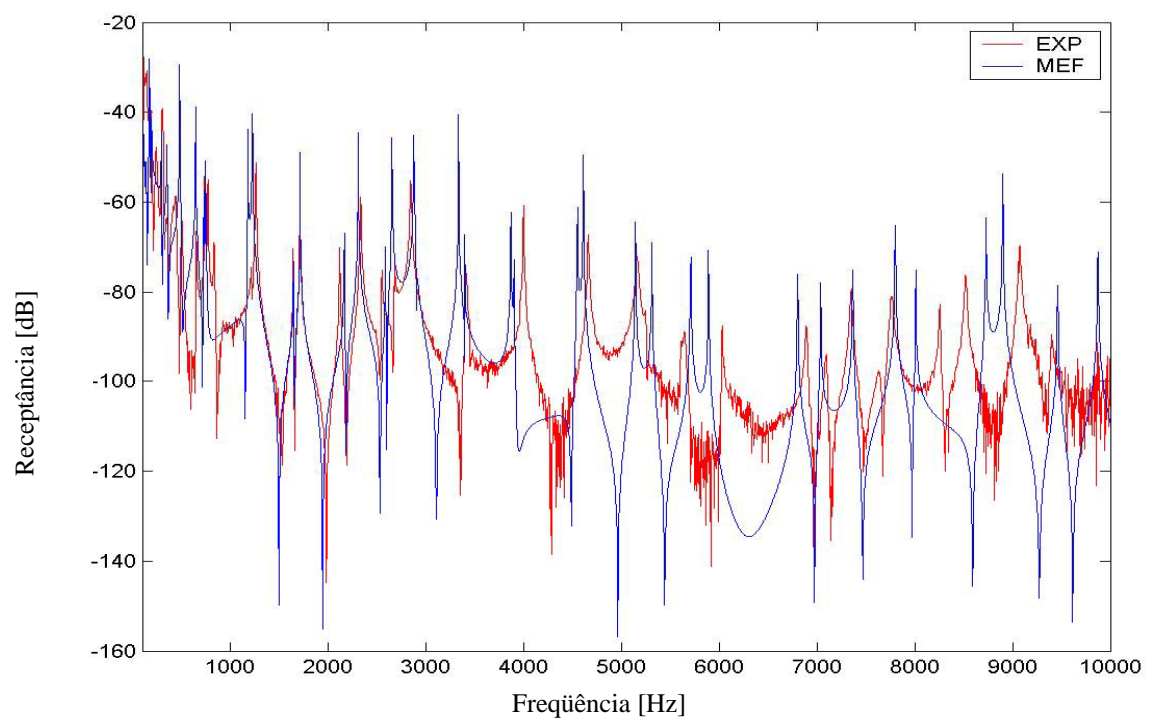


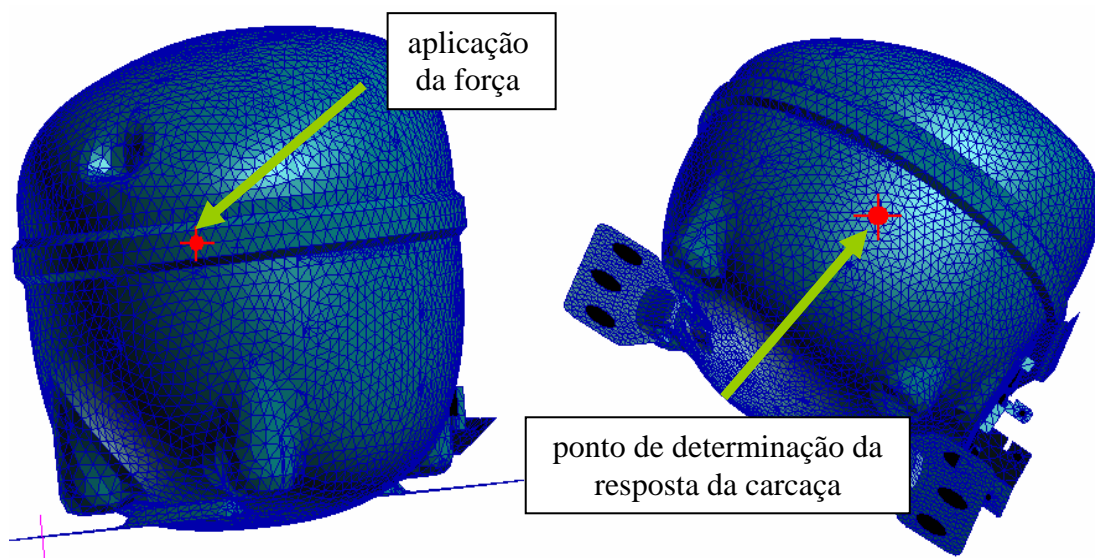
Fig. 3.6 – Comparação entre as curvas de receptância ao tubo real e do modelo numérico.

### 3.2.2 – Validação do Modelo da Carcaça

A validação experimental do modelo da carcaça foi feita de maneira semelhante à validação do modelo do tubo no que diz respeito à resolução em frequência de 5 Hz e ao modelo de amortecimento utilizado.



*Fig. 3.7 – Bancada para a determinação de resposta em frequência da carcaça do compressor.*

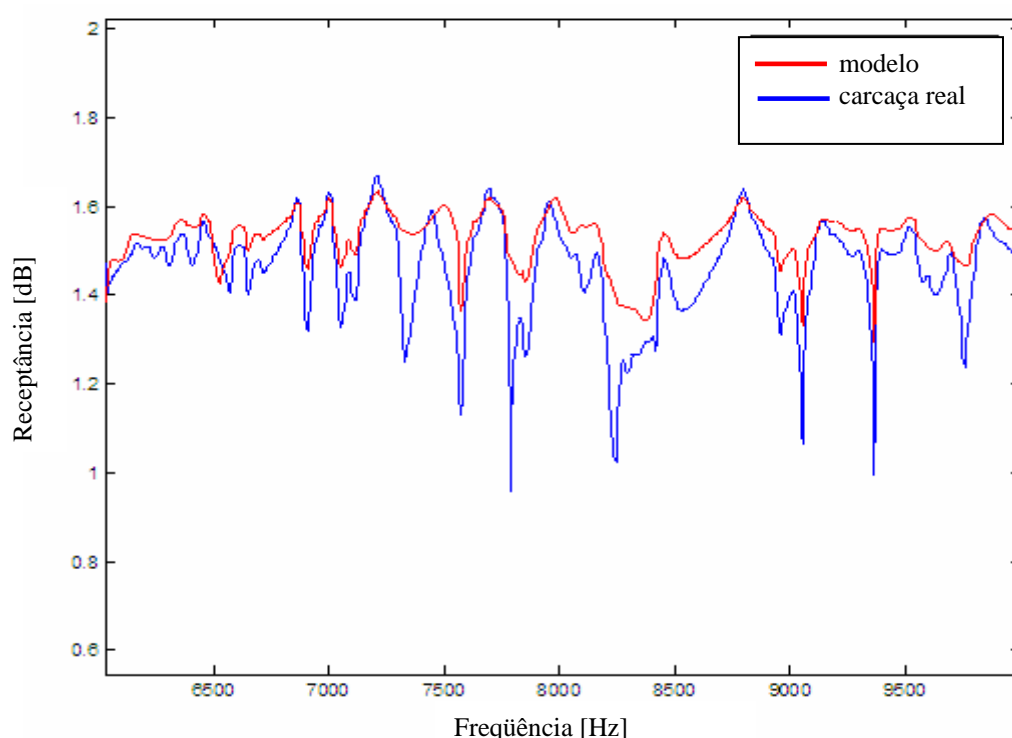


*Fig. 3.8 – Modelo em Elementos Finitos da Carcaça.*



Foi usada nesta medição uma excitação impulsiva aplicada com um martelo contendo uma célula de carga *B&K* 8180. A resposta na forma de deslocamento foi determinada a partir da transformação do sinal da aceleração, captado com um acelerômetro *B&K* 8430.

Os pontos usados para a aplicação da força e obtenção da aceleração estão situados nos mesmos locais do modelo e da carcaça real (Figura 3.7).



*Fig. 3.9 – Comparação entre as curvas de receptância da carcaça real e do modelo numérico.*

A comparação entre as curvas de resposta em frequência real e numérica (Figura 3.9) mostra que a carcaça é bem mais robusta que o tubo de descarga, principalmente nas altas frequências. Isto significa dizer que a resposta em frequência da carcaça real é insensível às perturbações geométricas que, por ventura, tenha sofrido durante o processo de

fabricação. Por este motivo, as duas respostas em frequência mostram-se razoavelmente compatíveis.

### **3.3 - Redução do Modelo**

O fluxo de potência médio medido no ponto de junção entre o tubo e a carcaça é definido principalmente pela impedância desta última. Em outras palavras, quanto maior for o número de modos da carcaça dentro da faixa de frequência analisada, maior será a sua capacidade de absorver energia e, conseqüentemente, maior será o fluxo de potência médio que entra na mesma [1]. Portanto, o tubo é otimizado em função das características da carcaça.

Por este motivo, é importante que se reproduzam as condições de contorno reais da carcaça para a determinação da função objetivo durante o processo de otimização.

No entanto, deve-se considerar que o processo de otimização a ser realizado é iterativo e, portanto, a determinação do fluxo de potência para cada geometria de tubo gerada demandaria um tempo de processamento inestimável caso o modelo completo em EF (tubo acoplado a carcaça) fosse utilizado.

Uma solução encontrada para reproduzir as condições de contorno no ponto de determinação do fluxo de potência, evitando a necessidade de utilizar o modelo completo da carcaça, constitui em realizar o método de sub-estruturação [11].

A idéia fundamental da sub-estruturação é reduzir o número total de graus de liberdade de uma estrutura e, desta forma, reduzir o esforço computacional na resolução do sistema. Para isso, são descartados os graus

de liberdade considerados irrelevantes à análise (*slaves*) e consideram-se apenas aqueles que tem importância na representação do comportamento dinâmico estrutural (*masters*).

A sub-estruturação é feita reduzindo-se um grupo de elementos finitos em um único elemento, representado por uma única matriz. Este passa a ser chamado de super elemento e deve representar o comportamento da estrutura em pontos específicos de interesse.

A escolha dos elementos que serão reduzidos a um super elemento deve ser feita de forma a considerar apenas os graus de liberdade importantes na representação do comportamento da estrutura na região em questão. Recomenda-se que o número de graus de liberdade *Masters* selecionado seja pelo menos duas vezes o número de modos de vibração da faixa analisada [10]. Tal método deve ser usado com cuidado, pois a seleção automática dos graus de liberdade é feita em regiões de maior concentração de massa, o que muitas vezes acaba descaracterizando a representação da estrutura no ponto específico.

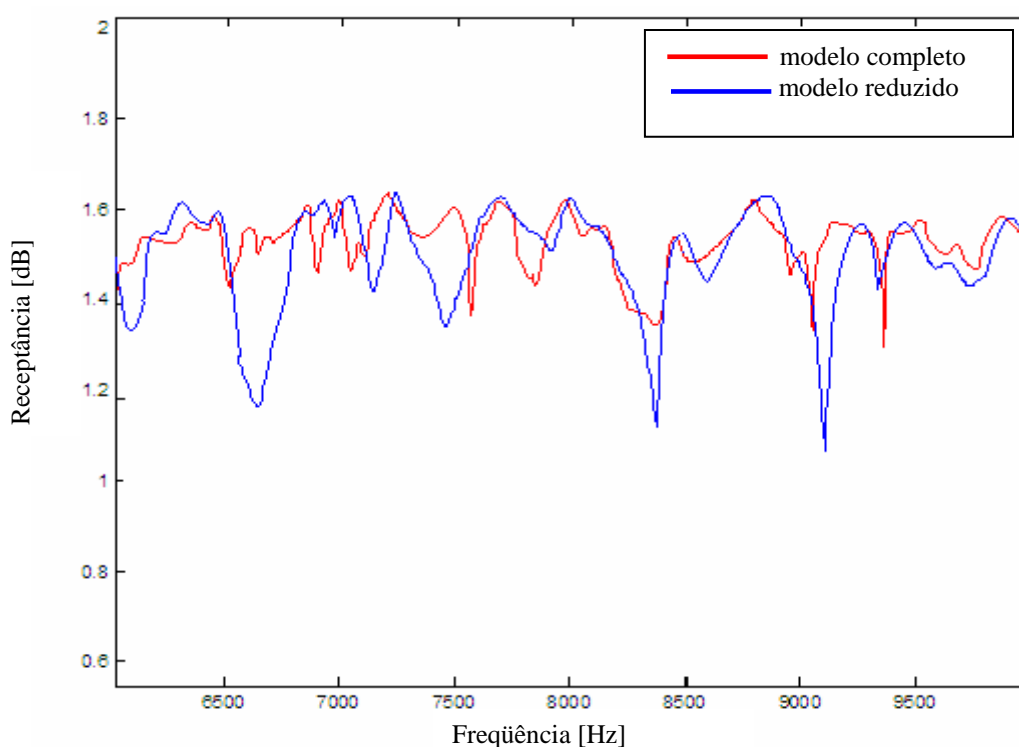
No caso em questão, o super elemento criado teve que representar a carcaça no ponto onde acontece a sua conexão ao tubo de descarga.

A sub-estruturação é feita no software ANSYS em três etapas: etapa de geração, etapa de uso e etapa de expansão.

Durante a etapa de geração, reduz-se um grupo de elementos a um super elemento. Esta redução é feita pela identificação dos graus de liberdade considerados importantes para definir a interface entre o super elemento e outros elementos simples. Na etapa de uso, as análises estruturais são realizadas considerando o super elemento como sendo parte do modelo. A última etapa consiste em executar a solução reduzida e calcular os resultados para todos os graus de liberdade no super elemento.

Na sub-estruturação realizada neste trabalho, o número total de elementos escolhidos para representarem a carcaça no ponto de acoplamento com o tubo foi 512. Isto significa uma redução de 111.830 graus de liberdade para 3072 graus de liberdade, visto que o modelo inteiro da carcaça possui 18638 elementos.

Apesar da drástica redução do número de graus de liberdade, o super elemento apresentou uma curva de resposta em frequência compatível com aquela referente ao modelo completo da carcaça (Figura 3.10). Obviamente, não se pode realizar uma redução tão drástica do número de graus de liberdade sem que haja uma perda de representatividade.



*Fig. 3.10 - Comparação entre as curvas de receptância do modelo completo e o modelo reduzido.*

Poderia ser tentado o ajuste do super elemento através da escolha de um número maior de elementos do modelo completo. Porém, a sua resposta foi considerada satisfatória para a representação da condição de contorno do tubo, tendo em vista que o aumento do número de elementos demandaria um acréscimo do tempo computacional.

## CAPÍTULO 4

### Otimização

#### 4.1 - Algoritmos Evolutivos

A otimização é um processo pelo qual tenta-se melhorar os aspectos relevantes à performance de um sistema através da minimização ou maximização de um ou mais parâmetros. Estes parâmetros recebem o nome de **função objetivo**. A sua maximização ou minimização pode ser alcançada pelo ajuste de outros parâmetros do sistema conhecidos como **variáveis**. Tal ajuste é feito sob o controle de um algoritmo de otimização.

No caso dos algoritmos evolutivos, a criação de novas configurações das variáveis de otimização é feita através da combinação de configurações pré-existentes seguindo uma determinada estratégia na qual, de forma simplificada, as configurações que apresentam os melhores valores de função objetivo têm maiores probabilidades em serem recombinadas.

O domínio no qual se encontram todas as possíveis combinações das variáveis do sistema recebe o nome de **espaço de otimização** ou **espaço de procura**.

Os métodos tradicionais que procuram as melhores configurações baseando-se no gradiente da função objetivo apresentam excelentes resultados nos casos em que o espaço de otimização é contínuo e uni-modal.

Em processos onde o espaço de otimização é multi-modal e contém muitas regiões sub-ótimas estes métodos podem resultar em escolhas

insatisfatórias (escolhas sub-ótimas), pois apenas uma região local do espaço de otimização é explorada.

Desde quando foram apresentados por Holland [7], os algoritmos evolutivos vêm se destacando como sendo uma técnica eficiente e efetiva de otimização. São chamados de otimizadores de base estocástica. Isto não significa, porém, que a procura da melhor configuração seja feita de maneira aleatória, mas sim, que os seus algoritmos possuem elementos randômicos responsáveis pela realização de uma procura diversificada, possibilitando que todas as regiões do espaço de otimização sejam vasculhadas de maneira progressiva.

Os algoritmos evolutivos têm sido aplicados em problemas de alto índice combinatório onde uma busca exaustiva é impraticável ou onde a superfície a ser avaliada é multi-modal [14].

O nome Algoritmos Evolutivos é um termo genérico empregado aos algoritmos de procura com elementos randômicos dos quais, dentre muitos, o mais popular é o Método dos Algoritmos Genéticos. Keane [15], em seu trabalho de otimização da forma de uma estrutura do tipo treliça bidimensional, mostrou claramente como diferentes algoritmos evolutivos “vasculham” um espaço de otimização multi-modal. O Método dos Algoritmos Genéticos foi aqui usado como ferramenta para a otimização da geometria do tubo de descarga tridimensional.

A principal deficiência dos algoritmos evolutivos reside no fato de nunca se poder afirmar que a verdadeira solução global de otimização foi encontrada. No entanto, as soluções alcançadas por estes algoritmos estão muito próximas da solução global e, na maioria dos casos, satisfazem o critério de performance exigido pela função objetivo. Em muitas aplicações

há pouca diferença entre a solução alcançada e a solução que representa o mínimo ou o máximo global do espaço de procura.

## 4.2 – Algoritmos Genéticos

Este método baseia-se no modelo darwiniano de evolução das espécies. Consiste em gerar um conjunto de soluções através da configuração aleatória das variáveis de otimização do sistema. As soluções são então avaliadas em relação à função objetivo, aqui chamada de função adaptativa. As melhores soluções terão maior probabilidade de serem escolhidas para a reprodução, trocando informações entre si e dando origem a uma nova geração de soluções. A nova geração é avaliada, como havia sido a primeira, dando início ao processo iterativo. Espera-se que a cada nova geração, os indivíduos apresentem melhores valores em relação à função adaptativa (indivíduos mais adaptados) do que os indivíduos das gerações anteriores.

Para a realização deste processo, cada variável de otimização é codificada na forma de um *string* (representação binária de um número decimal). A concatenação de todos os *strings* que representam cada variável de otimização recebe o nome de cromossomo. Cada cromossomo corresponde a um sistema com ajuste único de variáveis.

O algoritmo genético inicia com uma população de cromossomos que, gerados aleatoriamente, correspondem à primeira geração de soluções. A próxima geração é alcançada através de três operações básicas: seleção, cruzamento e mutação.

Durante a etapa de seleção, um grupo de cromossomos da primeira geração é selecionado. O sorteio dos cromossomos que farão parte deste



grupo considera a probabilidade de escolha de cada indivíduo. Esta probabilidade individual é obtida pela avaliação da performance de cada indivíduo da primeira geração em relação à função adaptativa, ou seja, aqueles que apresentarem melhores valores têm maior chance de serem escolhidos.

Na etapa de cruzamento alguns cromossomos escolhidos são então unidos em pares de maneira aleatória. Os pares trocam informações entre si (*bits*, aqui chamados de genes) a partir de um ponto de cruzamento escolhido também aleatoriamente. De cada par surge, portanto, uma prole de dois novos cromossomos. A nova geração é, então, estabelecida a partir dos novos cromossomos e cromossomos da antiga geração.

A última operação (mutação) consiste na inversão do valor de um dos *bits* que compõe um cromossomo. Tanto o cromossomo quanto o *bit*, que terá o seu valor invertido, são escolhidos randomicamente. Esta operação objetiva proporcionar uma diversidade randômica das soluções durante a evolução e ajuda a prevenir a convergência prematura do processo [17]. A função da mutação será melhor explicada no próximo item.

O número de iterações do processo é pré-estabelecido ou definido por um critério de convergência. Na maioria dos casos, o indivíduo da última geração que apresenta o melhor valor da função adaptativa é escolhido como sendo a melhor solução.

#### **4.3 – Implementação do Algoritmo Genético na Otimização do Tubo de Descarga**

O método dos Algoritmos Genéticos utilizado neste trabalho precisou ser implementado dentro do software ANSYS, versão 7.0, pois

este software só disponibiliza métodos clássicos de otimização. Para tanto, o algoritmo foi construído usando a linguagem interna disponível no software, conhecida como APDL (*Ansys Parametric Design Language*).

A possibilidade de implementação do AG dentro do ANSYS possui a vantagem de poder executar o processo de otimização e as análises em EF dentro de um único ambiente, minimizando assim o tempo e esforço computacionais. Além disso, o algoritmo poderá ser usado em outros processos de otimização, bastando para tanto, uma nova parametrização do problema.

Para poder ser aplicado na otimização do tubo de descarga o algoritmo foi dividido em cinco blocos: geração, análise, adaptação, cruzamento e mutação. A execução de cada bloco segue a ordem do fluxograma, apresentado na Figura 4.1.

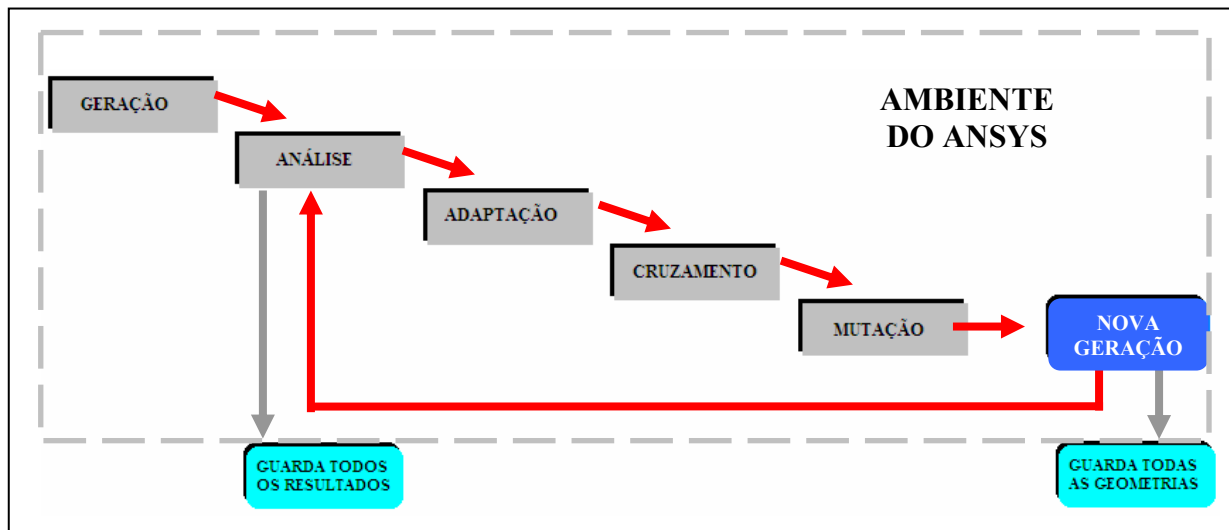


Fig. 4.1 – Fluxograma de execução do AG dentro do software ANSYS

As variáveis de otimização são as localizações no espaço de 26 dos 30 pontos de referência (*keypoints*) que compõe a geometria do tubo. Os

*keypoints* 1 e 30, correspondem à conexão do tubo ao bloco motor e à carcaça, respectivamente e, portanto, devem permanecer invariáveis. Os *keypoints* 28 e 29 compõem a geometria do tubo passador, que também não sofre modificação geométrica (Figura 4.2).

Como há 26 *keypoints* sujeitos a variações nas direções x, y e z, o número total de variáveis do sistema é 78, representando cada uma a coordenada de um *keypoint* em uma das três direções do espaço.

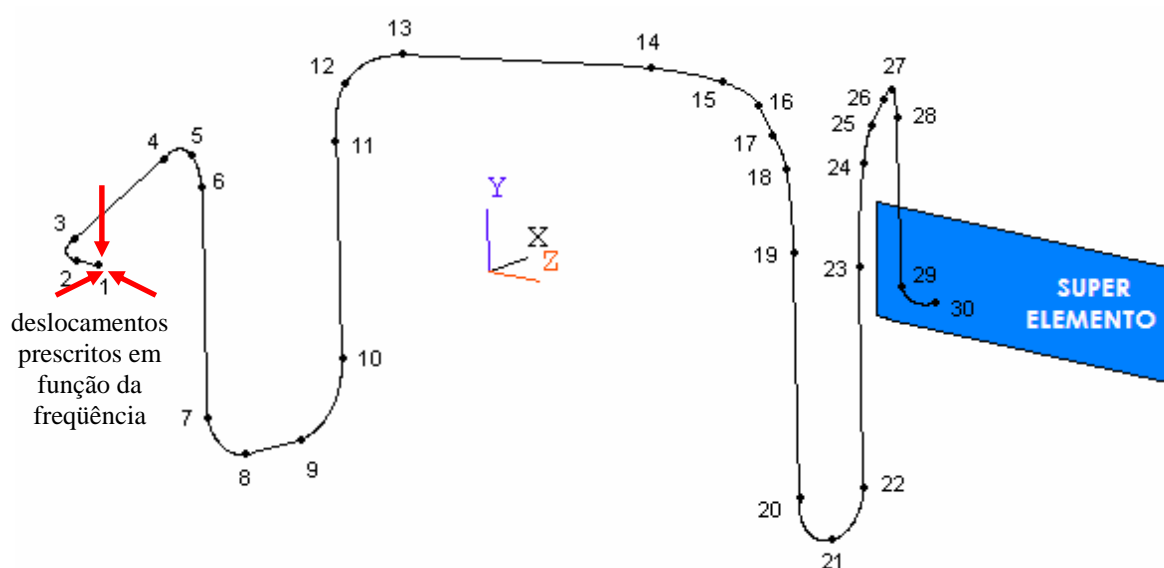


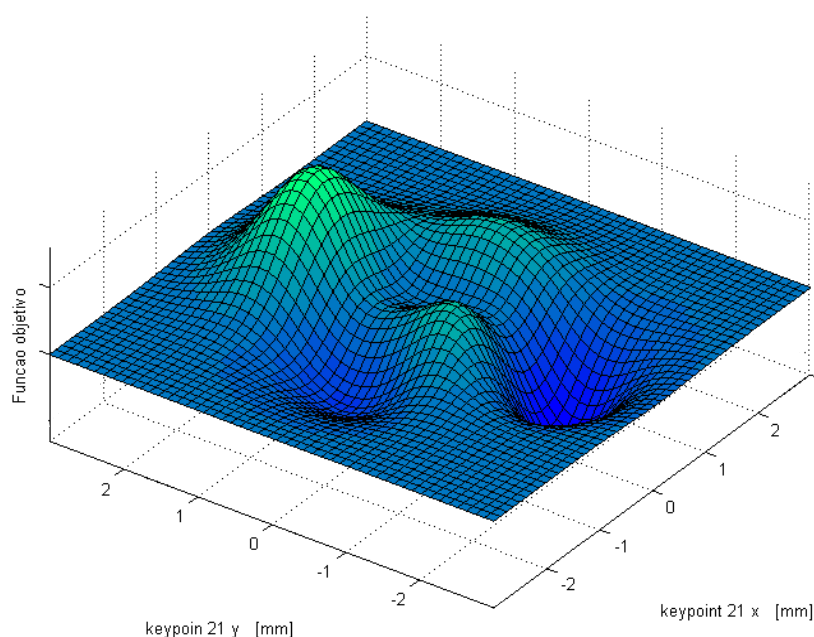
Fig. 4.2 – Parametrização da geometria do tubo para otimização.

Para a geração da população inicial de geometrias, cada variável tem a sua localização modificada pela adição de um número inteiro, aleatório, que pode variar entre  $-2$  mm e  $2$  mm. Isto significa que cada variável do sistema possui um espaço de otimização composto por 5 possibilidades.

Para se ter uma idéia da complexidade deste processo de otimização, a Figura 4.3 representa a variação da função objetivo (função adaptativa) onde o *keypoint* 21 varia nas direções x e y dentro do limite acima descrito. A superfície evidencia o perfil multi-modal do processo. Neste caso, as

outras variáveis do processo permanecem estáticas nas suas posições nominais. Caso contrário, a superfície também variaria com o ajuste das outras variáveis do sistema.

Como o sistema possui, ao todo, 76 variáveis, o tamanho total do seu espaço de procura é igual a  $3,3 \times 10^{54}$  possibilidades, ou seja, este é o número total de geometrias que se pode conseguir pela combinação de todas variáveis do sistema.



*Fig. 4.3 – Superfície de otimização do sistema com duas variáveis.*

Isto significa que, se a única forma de determinar a melhor geometria fosse feita pelo método de varredura, seriam necessários  $1,08 \times 10^{47}$  anos para varrer todo o espaço de procura, caso o computador levasse 1 segundo para avaliar o valor da função objetivo de cada configuração.

Esta é, no entanto, uma estimativa otimista pois o computador usado neste trabalho (Pentium 3,06 GHz) necessita de 1,27 minutos para a determinação do valor da função objetivo nas otimizações feitas na faixa de

800 Hz (a mais custosa em termos computacionais). Tal espaço de procura torna inviável a busca da melhor configuração pelo processo de varredura. Na primeira etapa do processo (geração), 10 das  $3,3 \times 10^{54}$  geometrias possíveis são geradas de maneira aleatória.

Durante a segunda etapa (análise) são avaliados os fluxos de potência médios de cada geometria na conexão entre o tubo e o super elemento (keypoint 30) a partir do Método dos Elementos Finitos discutido no Capítulo 3. Os resultados dos fluxos de potência médios, relativos a cada geometria da geração, são automaticamente armazenados em um arquivo texto.

Na terceira etapa (adaptação), cada geometria recebe uma probabilidade de ser escolhida de acordo com o seu resultado em relação ao fluxo de potência médio avaliado na conexão entre o tubo e a carcaça (função adaptativa). Desta forma, a soma das probabilidades de todas as geometrias é igual a 1,0. As geometrias que apresentarem os menores valores do fluxo de potência médio são consideradas mais adaptadas e, portanto, recebem maior probabilidade de escolha. Posteriormente, são feitos dez sorteios para a escolha das geometrias que seguirão para a próxima etapa.

A Figura 4.3 ilustra o sorteio como sendo análogo a um giro de roleta. As melhores geometrias recebem fatias maiores da roleta de acordo com as suas probabilidades. Obviamente, há uma grande possibilidade de que as geometrias mais adaptadas sejam escolhidas múltiplas vezes para o grupo que seguirá adiante.

Este tipo de seleção é considerado elitista [17], pois o grupo que seguirá para a próxima etapa é composto somente por indivíduos da geração anterior. Há, no entanto, inúmeros métodos de seleção nos quais

novas geometrias são adicionadas para substituir as geometrias repetidas no grupo que prosseguirá. Yin [14] fez um estudo de outros métodos de seleção não elitista.

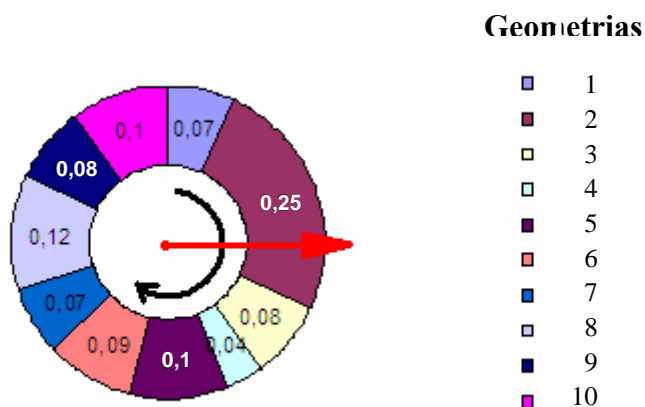


Fig. 4.4 – Roleta ilustrativa do processo de escolha das geometrias durante a etapa de avaliação.

As geometrias escolhidas passam para a próxima etapa (cruzamento). O objetivo desta etapa é gerar uma nova população de dez geometrias através do cruzamento dos bits das geometrias escolhidas na etapa anterior. Esta troca de características é feita pela transformação de cada variável do sistema em um *string* binário. Portanto, cada geometria passa a ser representada por 76 *strings*. Cada *bit* de um *string* (1 ou 0) é chamado de gene. Concatenando os 76 *strings* de uma geometria forma-se um cromossomo. Ao final deste processo de binarização têm-se 10 cromossomos representando as geometrias escolhidas.

A partir de então, os cromossomos são “casados” em pares de forma aleatória. Cada par troca genes entre si dando origem a dois novos indivíduos. A posição, ao longo de cada par, na qual é feita a troca de genes é escolhida aleatoriamente (Figura 4.4). Ao final do processo de

cruzamento surge uma nova população de dez cromossomos, cada qual representando uma nova geometria.

A última etapa do processo é a mutação. Tenta-se, por este operador, evitar a convergência precoce do processo de otimização no caso em que, durante a segunda etapa (Adaptação), sejam sorteadas muitas geometrias iguais. Isto implicaria na estagnação do surgimento de uma nova população durante a etapa de cruzamento pois, neste caso, estariam sendo cruzadas apenas geometrias (cromossomos) idênticas.

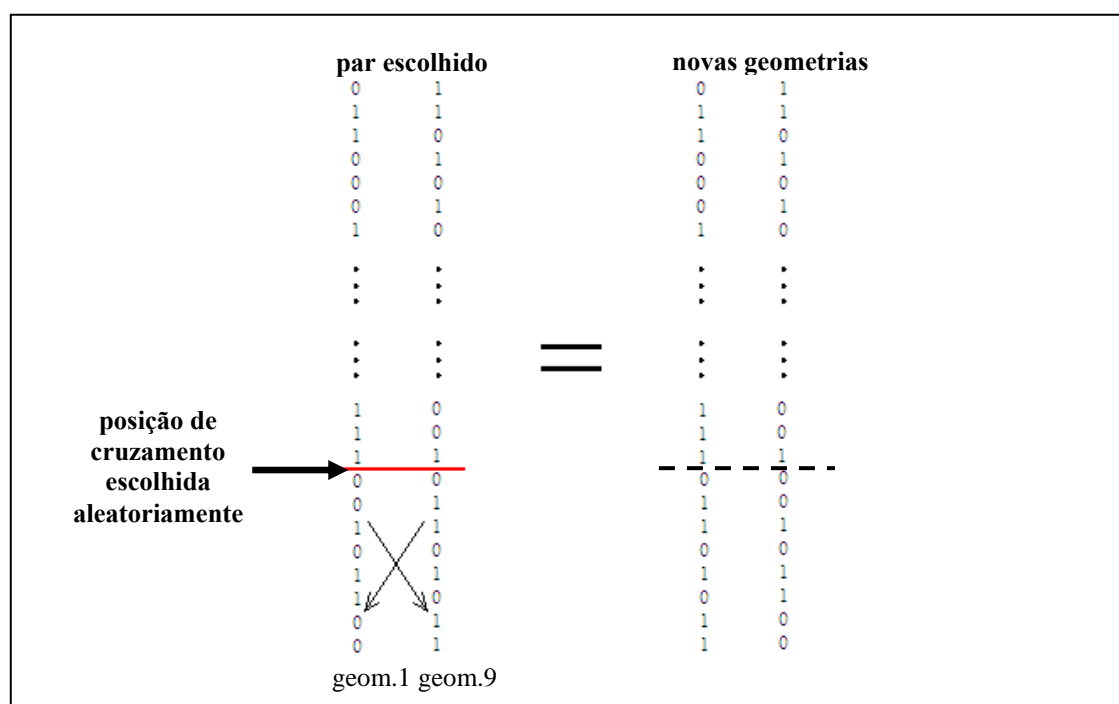


Fig. 4.5 – Ilustração do processo de cruzamento entre cromossomos que representam cada geometria.

Para evitar a convergência, é escolhido um cromossomo da nova população do qual terá um dos seus *bits* (genes) invertidos, ou seja, transformado em um, caso o seu valor inicial seja zero e vice-versa. escolha do cromossomo e do seu *bit* é feita, mais uma vez, de maneira aleatória.

O último passo deste operador consiste em transformar de volta os cromossomos em geometrias pela conversão de cada *string* em um número decimal, representando cada variável do sistema.

Estas geometrias são novamente encaminhadas para o segundo operador (adaptação), onde o processo iterativo continua até que um critério de convergência, ou um número de iterações pré-estabelecido, seja atingido.

No final do processo, a última geração de geometrias (10 ao todo) é arquivada.

#### 4.4 – Resultados Obtidos

O tubo de descarga foi otimizado em cinco faixas de frequência diferentes. Não foi utilizado nenhum critério de convergência para finalizar o processo iterativo. As geometrias finalistas de cada otimização são atingidas ao final de 35 iterações. Isto serviu para avaliar a relação entre a taxa de otimização obtida em cada análise e largura da faixa de frequência otimizada.

Tabela 4.1 – Reduções do fluxo de potência das faixas otimizadas.

Faixa da otimização	Redução máxima (dB)	Redução média (dB)
250 Hz	-40,8	-40,8
500 Hz	-37,4	-32,4
1000 Hz	-26,4	-8.8
2000 Hz	-31,9	-13.7
4000 Hz	-15,1	-13.2



A Tabela 4.1 apresenta os valores das reduções do fluxo de potência em relação ao tubo não otimizado, para as melhores geometrias de cada faixa e para redução média ao longo de 10 geometrias finalistas de cada faixa. Os resultados são apresentados em decibéis.

A Tabela 4.2 apresenta, em *watts*, os valores do fluxo de potência médio das geometrias finalistas de cada faixa de otimizada.

*Tabela 4.2 – Resultados do fluxo de potência médio, em watts, das geometrias finalistas de cada otimização.*

Faixa	6,0 – 6,25 kHz	6,0 – 6,50 kHz	6,0 – 7,0 kHz	6,0 – 8,0 kHz	6,0 – 10,0 kHz
geometria 1	0,354615E-08	0,330314E-07	0,754763E-05	0,546277E-06	0,240429E-05
geometria 2	0,271594E-08*	0,323921E-07	0,317299E-06*	0,591938E-06	0,864219E-06
geometria 3	0,833161E-06	0,323921E-07	0,754763E-05	0,546277E-06	0,732792E-06*
geometria 4	0,354615E-08	0,323921E-07	0,754763E-05	0,148303E-05	0,870400E-06
geometria 5	0,354615E-08	0,323921E-07	0,119871E-04	0,272041E-06*	0,870400E-06
geometria 6	0,354615E-08	0,157109E-07*	0,754763E-05	0,546277E-06	0,870400E-06
geometria 7	0,392494E-08	0,323921E-07	0,769030E-05	0,546277E-06	0,870400E-06
geometria 8	0,354615E-08	0,447932E-07	0,754763E-05	0,546277E-06	0,870400E-06
geometria 9	0,314162E-08	0,100004E-06	0,119871E-04	0,546277E-06	0,870400E-06
geometria 10	0,354615E-08	0,549945E-06	0,119871E-04	0,546277E-06	0,870400E-06
tubo original	0,328021E-04	0,164862E-03	1,3611e-004	0,423175E-03	0,237871E-04

\* Menor valor da função objetivo

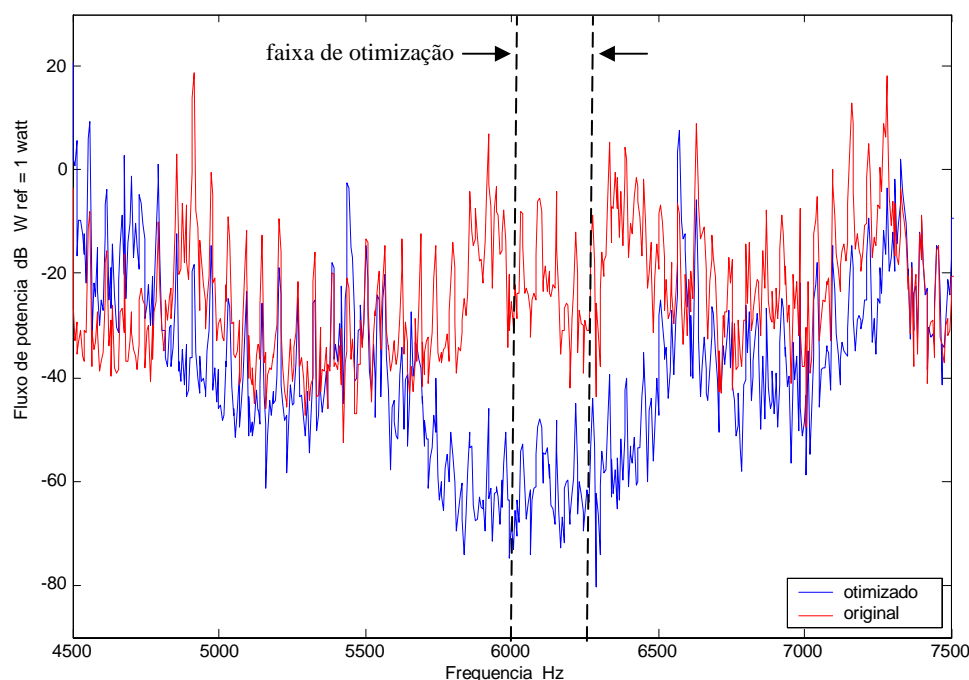
Serão analisadas nos próximos itens as comparações entre os espectros do fluxo de potência da geometria original e os fluxos de potência das melhores geometrias obtidas ao final de cada otimização. Nesta etapa, são consideradas “melhores geometrias” aquelas que apresentam maior redução do fluxo de potência médio em cada faixa otimizada. Portanto, a sensibilidade de cada geometria às perturbações geométricas não é considerada no critério de escolha da melhor finalista.

A questão da viabilidade de reprodução, na prática, das geometrias otimizadas é discutida no próximo capítulo, considerando, para tanto, a robustez das geometrias devido às perturbações geométricas inerentes ao processo de fabricação, transporte e montagem.

O Apêndice A apresenta as comprovações espectrais para cada análise entre a melhor geometria (menor função objetivo) e a geometria escolhida de acordo com o critério de escolha que será apresentado no próximo capítulo.

#### 4.4.1 – Otimização na Banda de 250 Hz

Nesta otimização a função objetivo foi calculada a partir da média de 50 valores do fluxo de potência na faixa de frequência entre 6,0 kHz e 6,25 kHz. Isto significa uma resolução em frequência de 5 Hz.



*Fig. 4.6 – Comparação entre o fluxo de potência da geometria original e a melhor geometria obtida na otimização na faixa de 250 Hz.*

Foram geradas e avaliadas, ao todo nesta otimização, 350 geometrias proporcionando um tempo de processamento computacional de 45 minutos, usando um computador Pentium com processador de 3,06 GHz.

A maior redução foi alcançada pela geometria 2 (Figura 4.8) da qual o valor médio do fluxo de potência foi reduzido de  $3,28 \times 10^{-5}$  watts para  $2,7 \times 10^{-9}$  watts, representando uma redução de 40,8 dB. A Figura 4.7 apresenta o histórico de convergência ao longo das 35 gerações do processo de otimização.

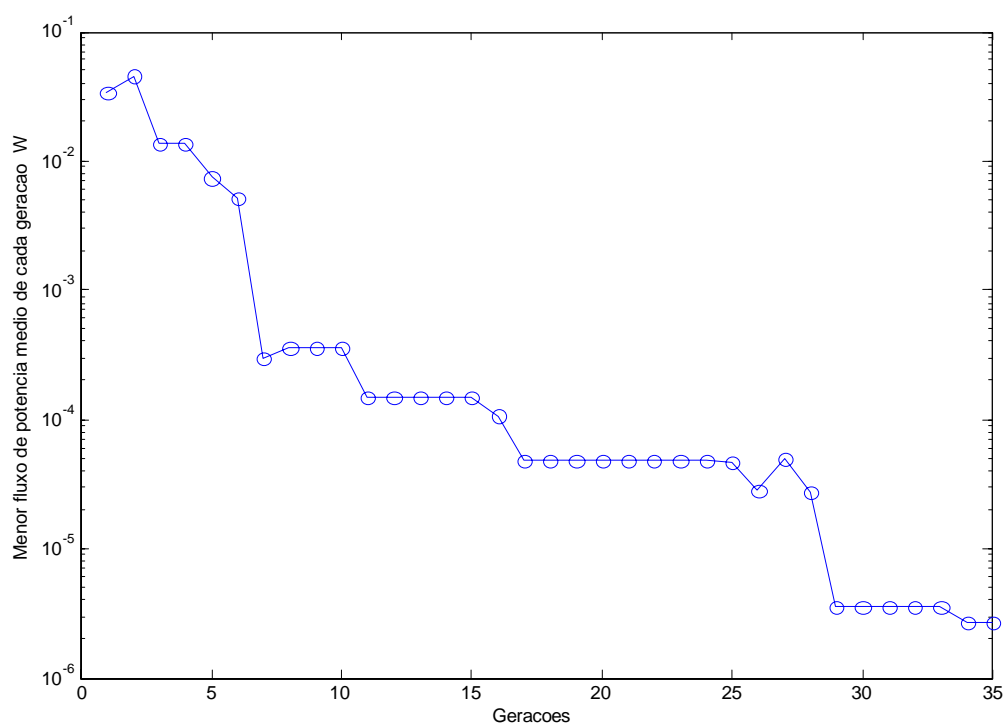
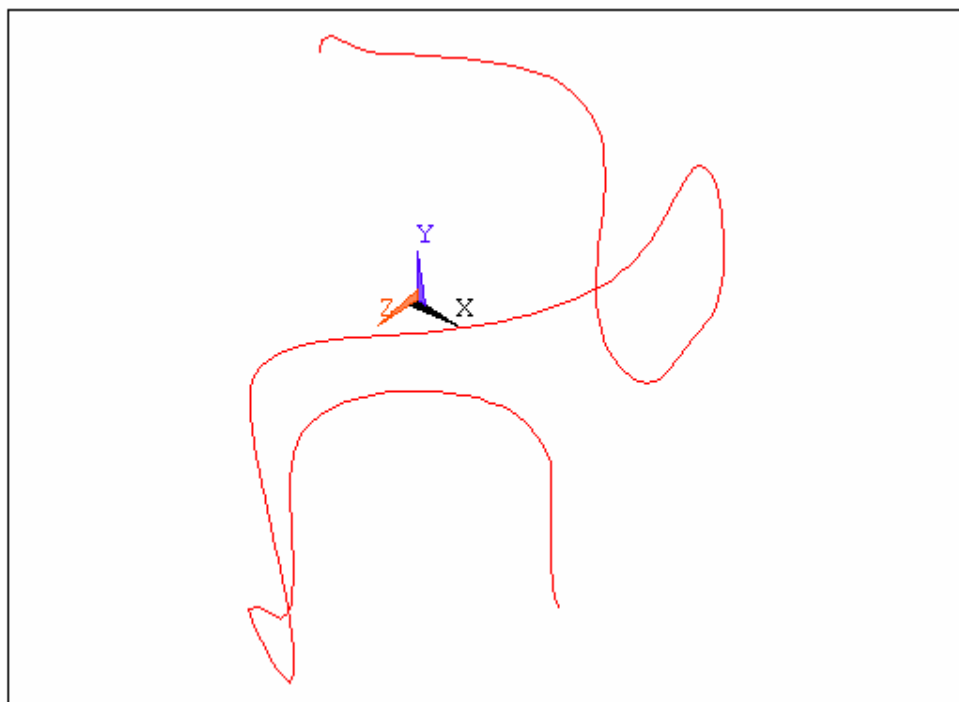


Fig. 4.7 – Histórico da otimização realizada na faixa de 250 Hz.

A Figura 4.6 apresenta a comparação entre os espectros do fluxo de potência da geometria original (vermelho) e da geometria 2 (azul). Pode-se perceber que a redução atingida por essa geometria ultrapassa os limites da faixa de otimização, representados pelas linhas verticais tracejadas. No

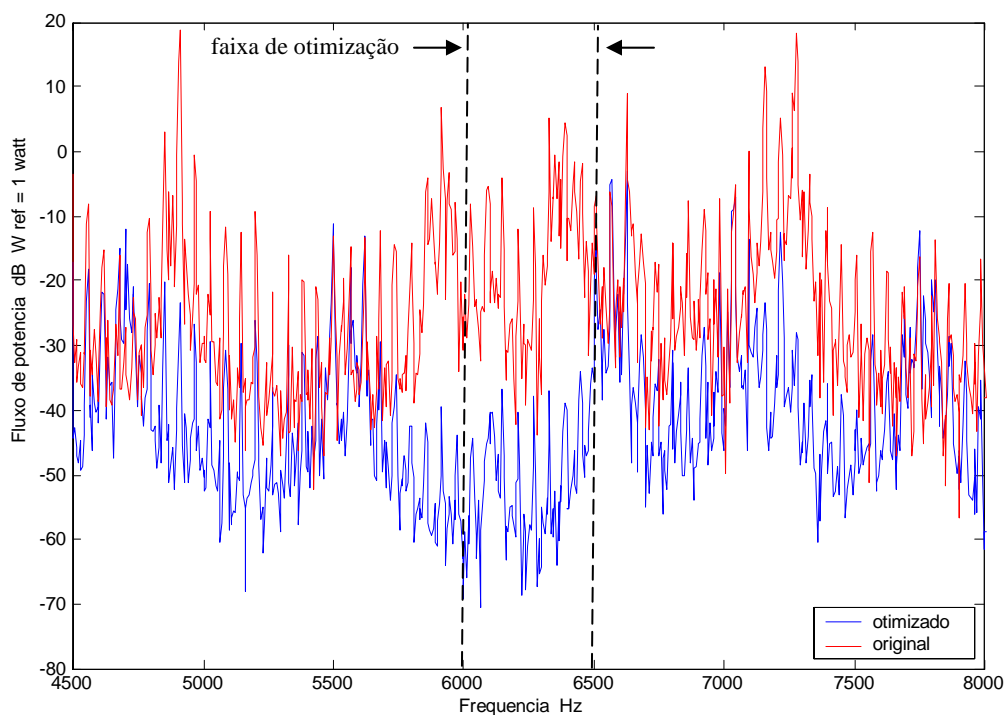
entanto, o espectro otimizado apresenta regiões estreitas de frequência, em torno das quais pode-se constatar aumento de amplitude. Mesmo assim, a relação entre ganho e perda de amplitude é drasticamente desproporcional, sendo a última bem mais acentuada.



*Fig. 4.8 – Melhor geometria da otimização realizada na faixa de 250 Hz.*

#### **4.4.2 – Otimização na Banda de 500 Hz**

Nesta faixa de otimização a função objetivo foi calculada pela média de 100 valores do fluxo de potência determinados na faixa entre 6 kHz e 6,5 kHz. Como na análise anterior, foram geradas e avaliadas 350 geometrias sob o controle do algoritmo de otimização. O tempo gasto no processo de otimização para esta faixa foi de 1 hora e 42 minutos, usando o mesmo computador citado no item anterior.



*Fig. 4.9 – Comparação entre o fluxo de potência da geometria original e a melhor geometria obtida na otimização na faixa de 500 Hz.*

A maior redução média do fluxo de potência foi alcançado pela geometria 6 (Figura 4.11), passando de um valor nominal igual a  $1,60 \times 10^{-4}$  watts para um valor otimizado de  $1,50 \times 10^{-8}$  watts, o que corresponde a uma redução de 37,4 dB.

A comparação espectral entre os fluxos de potência da Figura 4.8 apresenta o mesmo padrão de otimização alcançado no item anterior (Figura 4.6), na qual a redução do fluxo de potência da geometria otimizada ultrapassa os limites da faixa de otimização.

Pela Figura 4.10 pode-se perceber que a otimização realizada nesta faixa não atingiu estabilização na convergência dos resultados, podendo estes terem apresentado melhores valores caso um número maior de ciclos ou um critério de convergência tivesse sido usado.

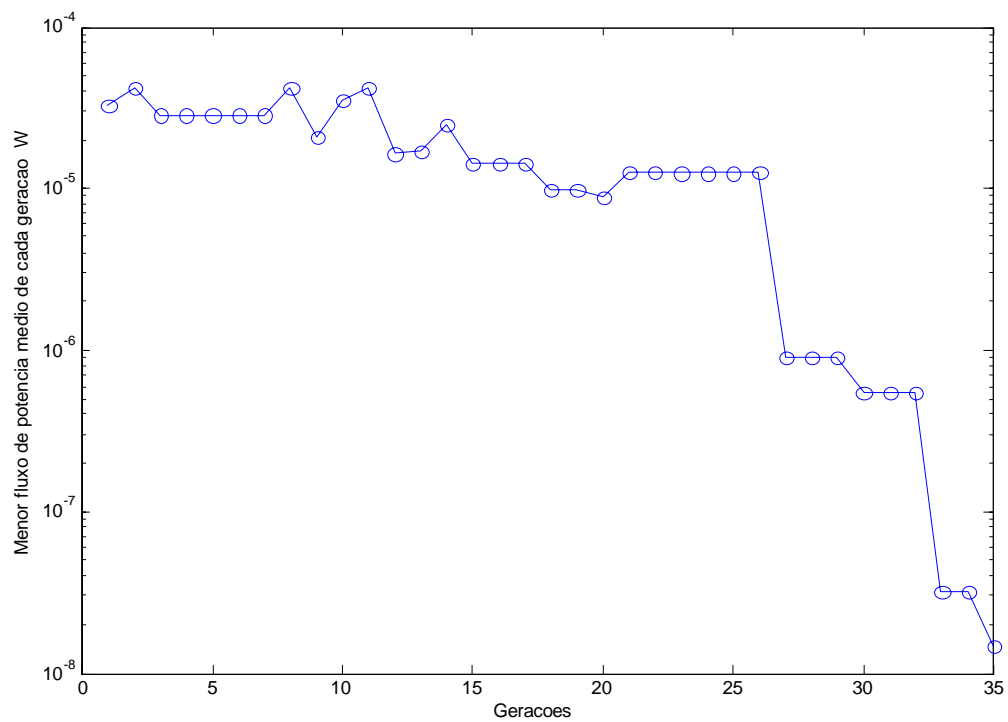


Fig. 4.10 – Histórico da otimização realizada na faixa de 500 Hz

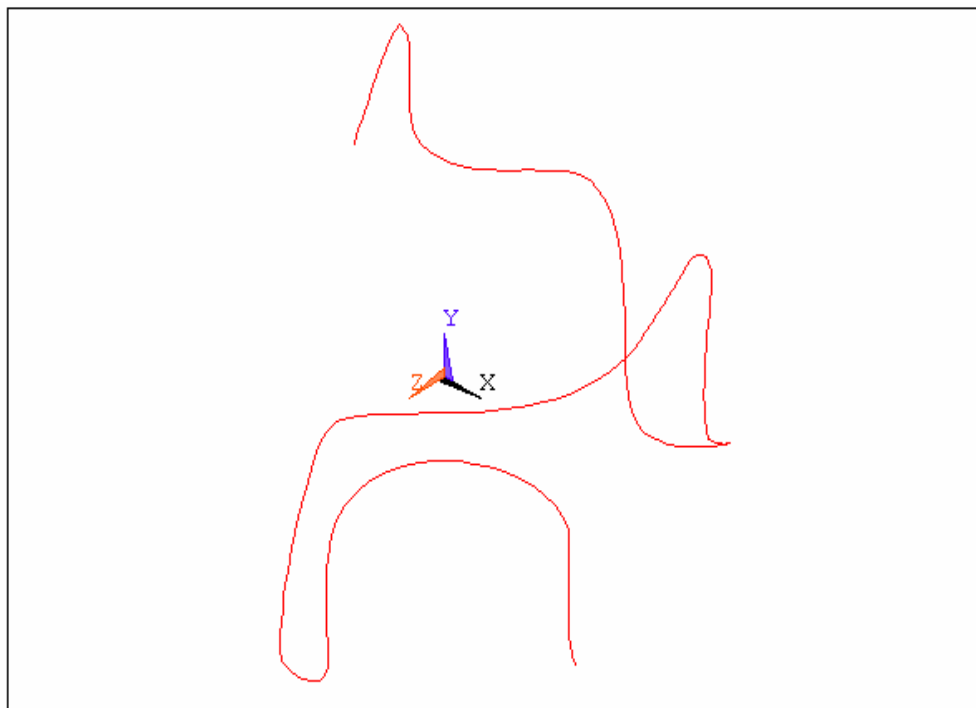
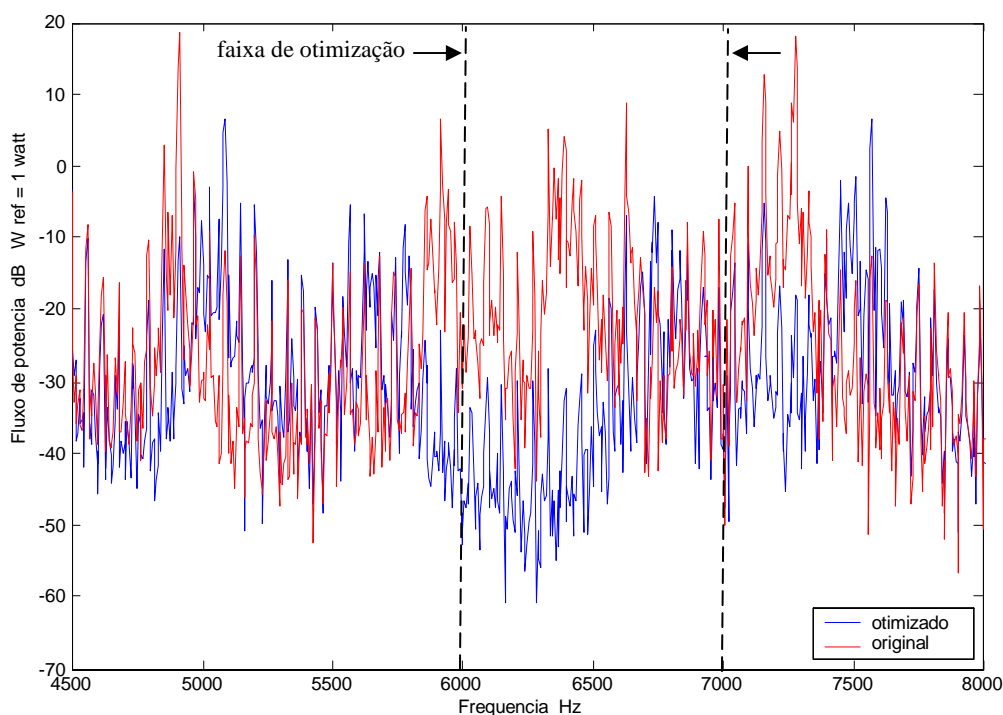


Fig. 4.11 – Melhor geometria da otimização realizada na faixa de 500 H

#### 4.4.3 – Otimização na Banda de 1000 Hz

Desta vez a função objetivo é determinada a partir da média de 200 valores do fluxo de potência entre 6 kHz e 7 kHz. Assim como nas outras otimizações, foram geradas e analisadas 350 geometrias. O tempo necessário para a otimização nesta faixa de frequência foi de 3 horas e 10 minutos.



*Fig. 4.12 – Comparação entre o fluxo de potência da geometria original e a melhor geometria obtida na otimização na faixa de 1000 Hz.*

A máxima redução da função objetivo foi atingida pela geometria 2 (Figura 4.14), passando de  $1,36 \times 10^{-4}$  watts para  $3,1 \times 10^{-7}$  watts, correspondendo a uma redução de 26,4 dB.

Desta vez a redução do fluxo de potência ficou restrito aos limites de otimização, não seguindo o padrão de redução das demais otimizações (Figura 4.12).

Pode-se dizer que a otimização foi atingida nesta faixa graças a um aumento médio de amplitude nas faixas adjacentes, não sendo esta variação proporcional à redução obtida dentro do limite.

A Figura 4.13 mostra que os resultados da otimização estabilizaram a partir do vigésimo sétimo modo.

Analisando os espectros referentes às outras otimizações (Figuras 4.6, 4.9, 4.15 e 4.18), percebe-se que nenhuma otimização realizada conseguiu reduções consideráveis do fluxo de potência na faixa estreita em torno da frequência de 6700 Hz. Isto se deve ao fato de o algoritmo não conseguir encontrar um ajuste de variáveis que produza uma geometria capaz de filtrar mecanicamente o fluxo de potência nesta região. Neste caso, um novo ajuste no limite de variação das variáveis do sistema poderia gerar melhores resultados.

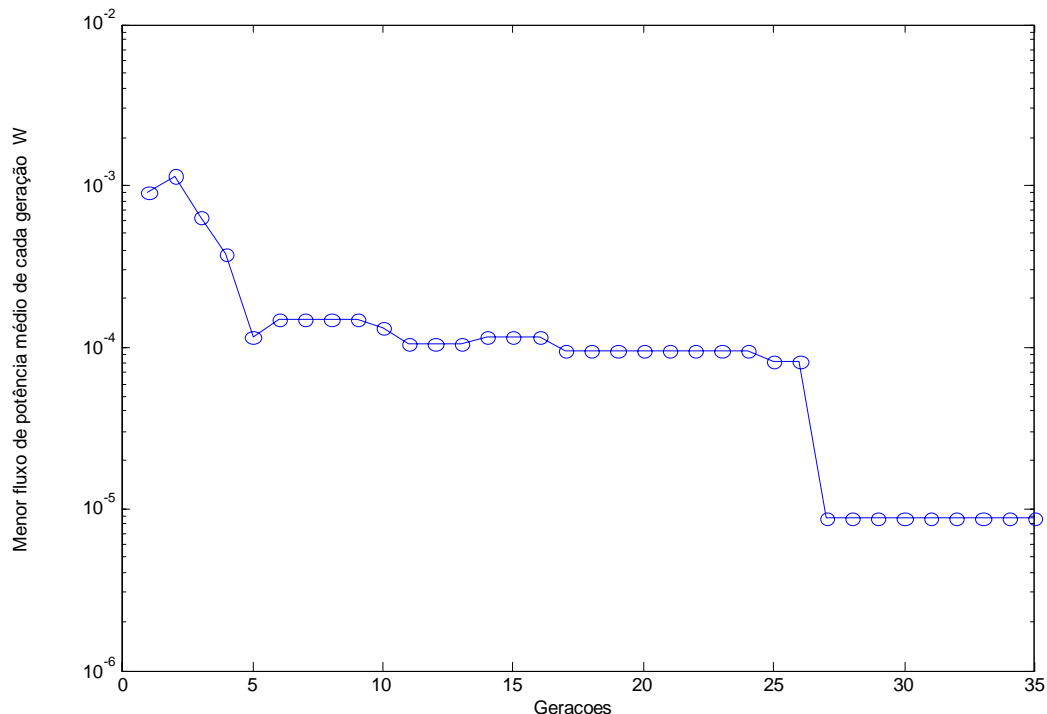
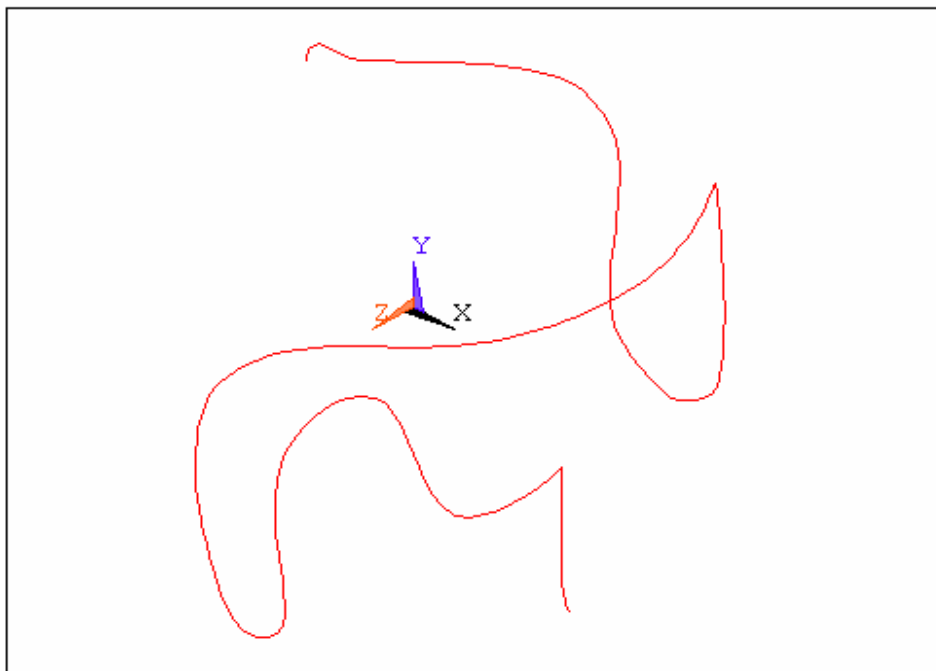


Fig. 4.13 – Histórico da otimização realizada na faixa de 1000 Hz.





4.14 – Melhor geometria da otimização realizada na faixa de 1000 Hz.

#### 4.4.4 – Otimização na Banda de 2000 Hz

Para esta faixa de otimização a função objetivo é calculada pela média de 400 valores do fluxo de potência determinados na faixa entre 6 kHz e 8 kHz. Assim como nas análises, também foram geradas e avaliadas 350 geometrias sob o controle do algoritmo de otimização. O tempo gasto no processo de otimização para esta faixa foi de 6 horas e 31 minutos, usando o computador Pentium 3,06 GHz.

Desta vez a máxima redução da função objetivo foi atingida pela geometria 5 (Figura 4.17), passando de  $4,23 \times 10^{-4}$  watts para  $2,7 \times 10^{-7}$  watts, correspondendo a uma redução de 31,9 dB.

A minimização do fluxo de potência alcançado por esta geometria segue o padrão de redução das duas primeiras otimizações.

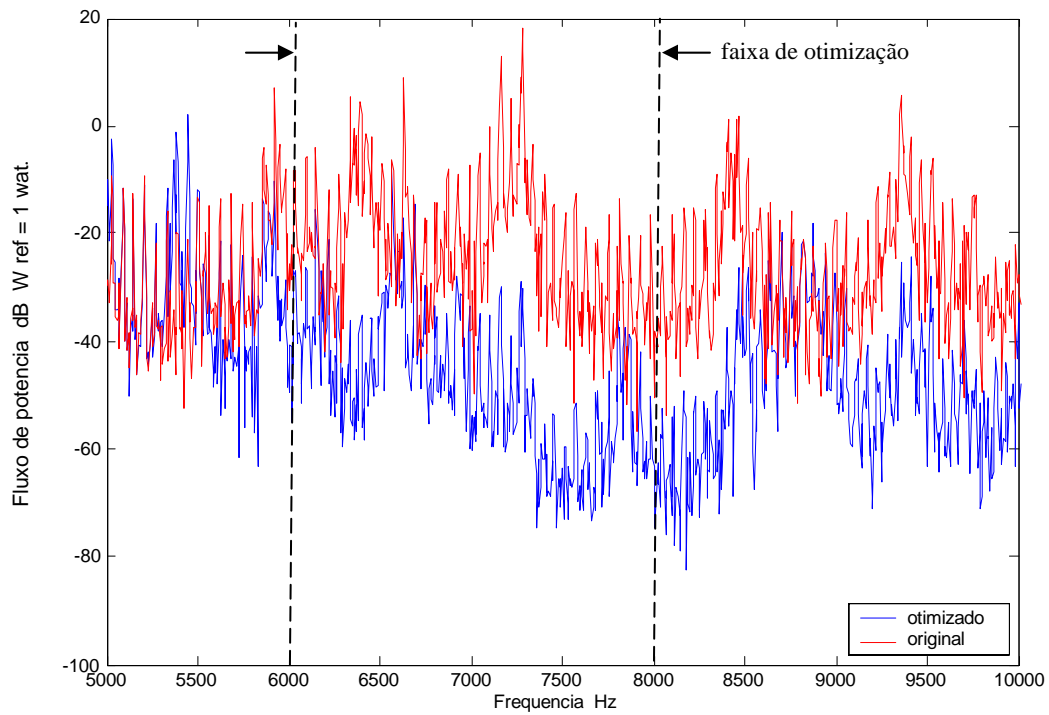


Fig. 4.15 – Comparação entre o fluxo de potência da geometria original e a melhor geometria obtida na otimização na faixa de 2000 Hz.

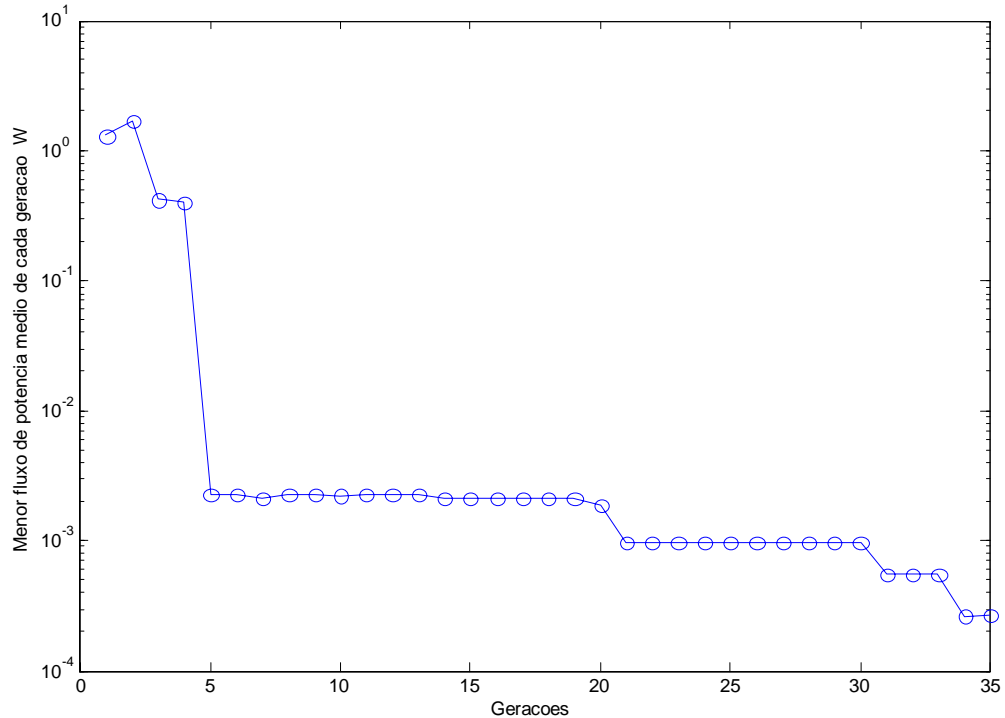
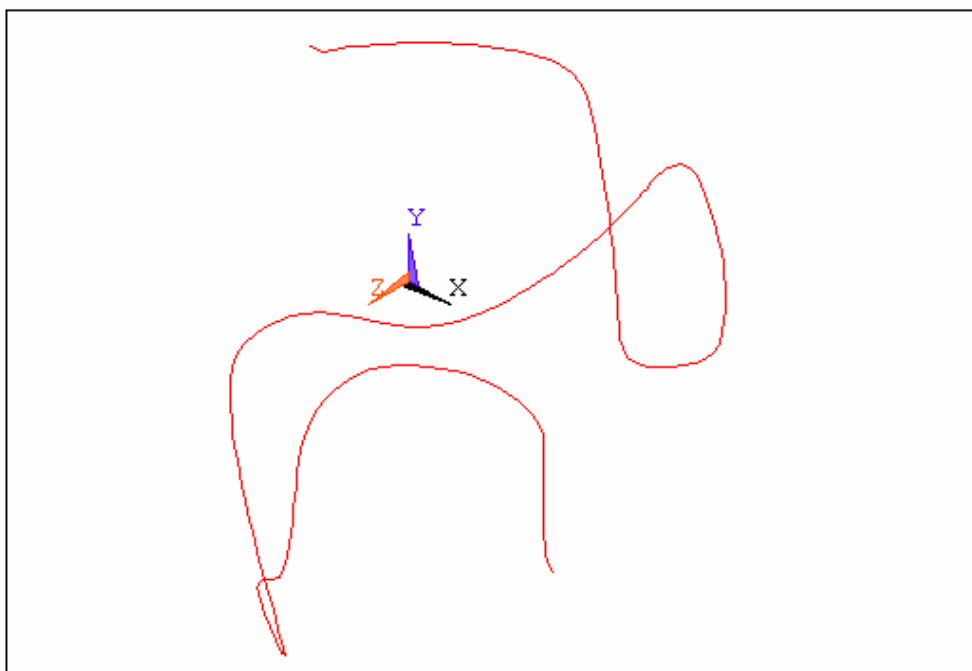


Fig. 4.16 – Histórico da otimização realizada na faixa de 2000 Hz.



4.17 – Melhor geometria da otimização realizada na faixa de 2000 Hz.

Neste caso, a minimização não fica restrita à faixa otimizada, mas se estende a outras regiões do espectro. Há um aumento da amplitude média na faixa estreita localizada em torno de 5400 Hz (Figura 4.15). A Figura 4.16 apresenta o histórico da otimização realizada para esta faixa de frequência onde, até o trigésimo quinto ciclo, não foi alcançada a estabilização.

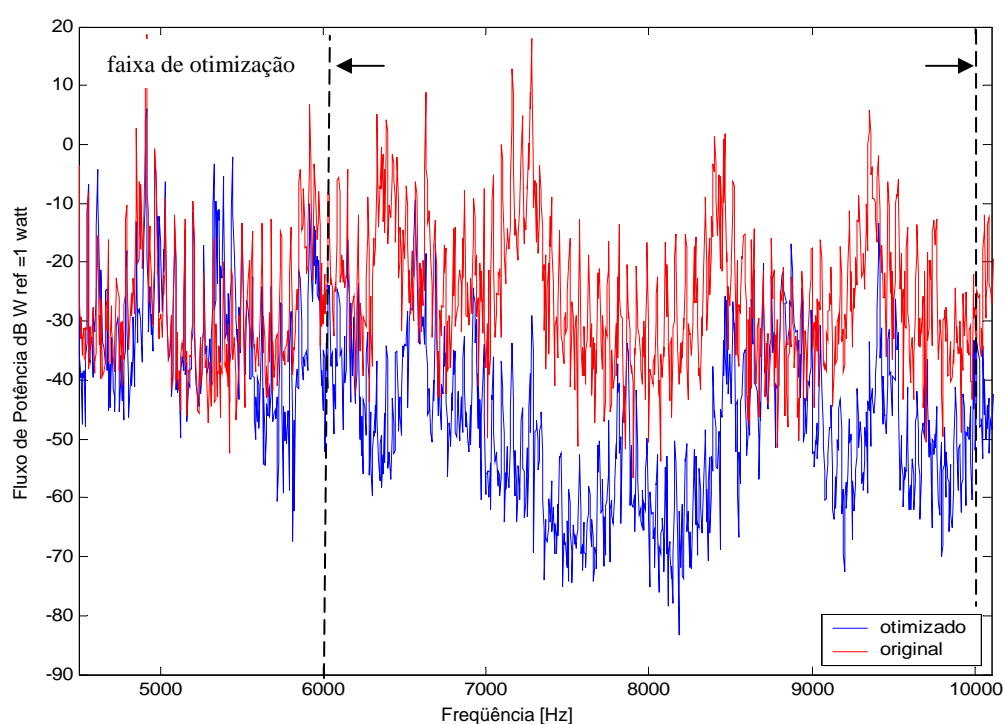
#### 4.4.5 – Otimização na Banda de 4000 Hz

A otimização é aqui realizada usando-se uma função objetivo, calculada a partir da média de 800 valores do fluxo de potência, obtida entre 6,0 kHz e 10 kHz.

O tempo exigido para o cômputo do processo de otimização foi de 13 horas e 40 minutos.

A geometria finalista que apresentou a maior redução média dentro da faixa de frequência otimizada foi a número 3. A função objetivo nesta faixa de frequência passou de um valor de  $2,37 \times 10^{-5}$  watts, relativo ao valor da geometria não otimizada, para um valor de  $7,32 \times 10^{-7}$  watts. Isto corresponde a uma redução de 15,1 dB.

A Figura 4.17 mostra que a redução do fluxo de potência está restrito à faixa otimizada.



*Fig. 4.18 – Comparação entre o fluxo de potência da geometria original e a melhor geometria obtida na otimização na faixa de 4000 Hz.*

A redução de 15,1 dB dentro de uma faixa larga de frequência é alcançada graças às severas modificações na geometria original (Figura 4.20). Tais modificações radicais da estrutura podem não ser admitidas na prática. Pela Figura 4.19 percebe-se que o processo atingiu a estabilização a partir do vigésimo quinto ciclo.

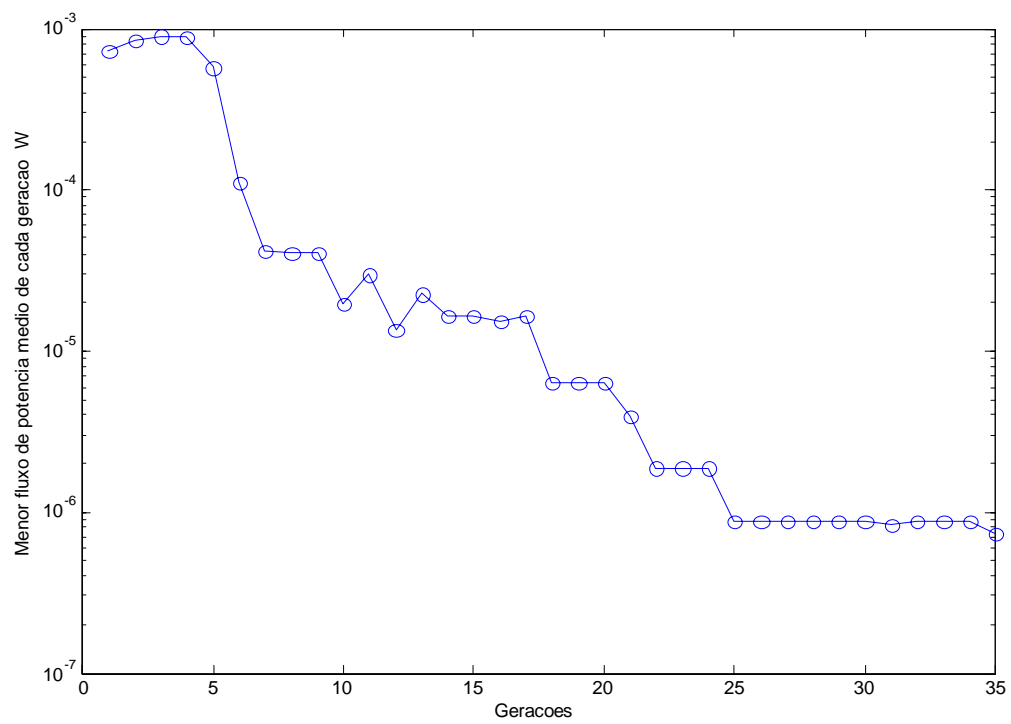


Fig. 4.19 – Histórico da otimização realizada na faixa de 4000 Hz.

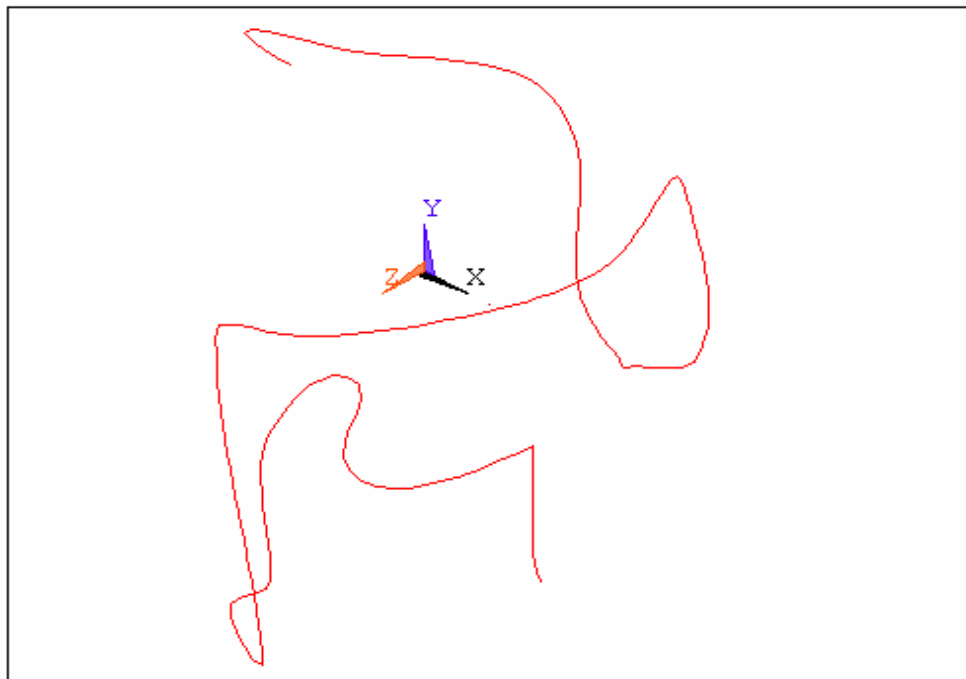


Fig. 4.20 – Melhor geometria da otimização realizada na faixa de 4000 Hz.

#### 4.5 – Considerações Sobre o Processo de Otimização

Os resultados apresentados mostram que é possível atingir reduções significativas no fluxo de potência médio através de uma estrutura, pela alteração adequada das suas características geométricas.

Todas as geometrias finalistas de cada análise apresentaram valores de função objetivo inferiores aos da geometria original.

As modificações geométricas atenuam o fluxo de potência de duas maneiras. Na primeira, pelo deslocamento das ressonâncias para fora da região de otimização e, na segunda, pela anulação das ressonâncias através do alinhamento dos modos [6].

Desta maneira, a geometria modificada passa a se comportar como um filtro mecânico do tipo *band stop*, de tal sorte que as ondas que se propagam nesta faixa de frequência são refletidas construtivamente pelas descontinuidades geométricas introduzidas.

Comparando as geometrias otimizadas (Figuras 4.7, 4.10, 4.13, 4.16 e 4.19), não se percebe nenhum padrão geométrico. Trabalhos anteriores [19] mostram que não é possível observar padrões geométricos de estruturas otimizadas em faixas de frequência contendo mais do que um modo de vibração. Isto acontece devido às inúmeras interações complexas que ocorrem simultaneamente para que a atenuação seja alcançada.

Por outro lado, quando a função objetivo é determinada a partir de uma só frequência ou quando a faixa de frequência otimizada é suficientemente estreita a ponto de só conter um modo, há uma tendência de que as estruturas otimizadas apresentem periodicidade geométricas com características modais bem concentradas [20].

A não evidência de padrões geométricos compromete qualquer tentativa ou método empírico de realizar transformações geométricas adequadas para a minimização do fluxo de potência em bandas largas de frequência. Isto ocorre pelo fato de não se poder prever o comportamento médio espectral de uma estrutura devido às modificações geométricas, principalmente dentro de faixas de frequência contendo muitos modos. Portanto, a única maneira de se alcançar uma configuração geométrica adequada só pode se dar através de métodos de otimização. Porém, o elevado número de variáveis e a característica descontínua do espaço de procura comuns neste tipo de sistema tornam inadequado o emprego de técnicas clássicas de otimização.

## **CAPÍTULO 5**

### **Análise de Sensibilidade**

Neste capítulo são analisadas as sensibilidades das geometrias finalistas para as diversas faixas otimizadas, discutidas previamente. As sensibilidades são avaliadas pela variação da função objetivo devido à aplicação de pequenas perturbações geométricas ao longo do modelo do tubo.

Para tanto, foram gerados duzentos vetores de perturbação geométrica. Cada vetor possui 84 elementos correspondentes às perturbações a serem aplicadas, por adição, em cada variável do sistema. Os elementos são números aleatórios que variam entre um limite pré-estabelecido que será discutido nos próximos itens.

Os duzentos vetores são aplicados sequencialmente em cada geometria, a partir da qual é avaliada a função objetivo. Os valores das funções objetivo são arquivados e posteriormente apresentados na forma de histogramas.

A sensibilidade pode ser avaliada pela dispersão dos resultados das funções objetivo, representada pela largura de cada histograma.

A melhor dentre as dez geometrias finalistas de cada otimização é selecionada, baseando-se no critério de escolha descrito a seguir.

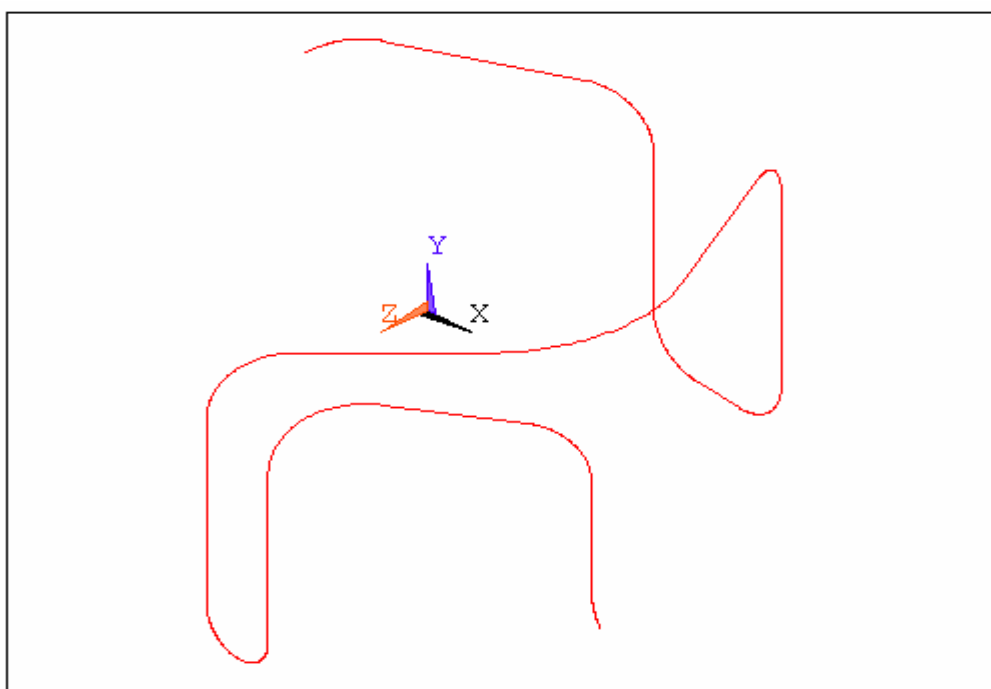
#### **5.1 – Sensibilidade da Geometria Original**

A sensibilidade da geometria não otimizada do tubo (Figura 5.1) também foi avaliada devido às pequenas perturbações geométricas.



A performance da geometria perturbada é estudada para um fator de perturbação igual a 0,35 em relação à mobilidade máxima de cada variável durante o processo de otimização (-2 mm a +2 mm). Isto significa que cada um dos 84 componentes de um vetor de perturbação pode assumir um valor entre -0,7 mm a 0,7 mm que é adicionado ao valor original de cada variável. O efeito médio deste fator de perturbação na geometria não otimizada é avaliado para as cinco faixas de frequência de otimização descritas no capítulo anterior.

Os histogramas da Figura 5.2 representam as distribuições dos valores da função objetivo para cada faixa de frequência de otimização, devido à aplicação dos duzentos vetores de perturbação.



*Fig. 5.1 – Vista isométrica da geometria não perturbada do tubo original*

Os valores das funções objetivo são distribuídos em dez barras divididas de forma logarítmica entre o menor e o maior valor encontrado

em cada faixa de frequência analisada. O valor da função objetivo da geometria não perturbada (tubo original) é representado por uma linha vermelha sobre cada histograma. Os mesmos valores nominais de função objetivo são apresentados nas Tabela 4.1.

A linha vertical preta representa o limite de performance com probabilidade de 95%, ou seja, é o maior valor provável que pode apresentar a função objetivo da geometria devido a 95 % das perturbações aplicadas.

A sensibilidade de cada geometria é proporcional à dispersão da função objetivo devido às perturbações. Assim, quanto menor for a largura do histograma, mais insensível é a geometria às perturbações geométricas (mais robusta).

Pode-se observar pela Figura 5.2 que todos os histogramas possuem basicamente a mesma largura igual a uma ordem de grandeza, indicando que a sensibilidade da geometria não otimizada independe da largura de banda da qual foi determinada a função objetivo (fluxo de potência médio).

Os valores nominais da função objetivo (linha vermelha) variam pouco para as três primeiras faixas de frequência analisadas. Isto se deve à constância em termos de amplitude e densidade modal do espectro do fluxo de potência dentro destas faixas (Figura 5.3), pelas quais as funções objetivo são determinadas.

Apesar de a densidade modal manter-se constante ao longo do espectro (entre 6 kHz e 10 kHz), há uma considerável variação na amplitude média na região entre 7 kHz e 7,5 kHz. Isto faz com que o valor nominal do fluxo de potência médio determinado entre 6 kHz e 8kHz se desloque para a direita no histograma relativo a esta faixa.

Por sua vez, o valor nominal do fluxo de potência médio determinado para a faixa entre 6 kHz e 10 kHz é deslocado para a esquerda, devido à queda da amplitude média do espectro a partir de 7500 Hz.

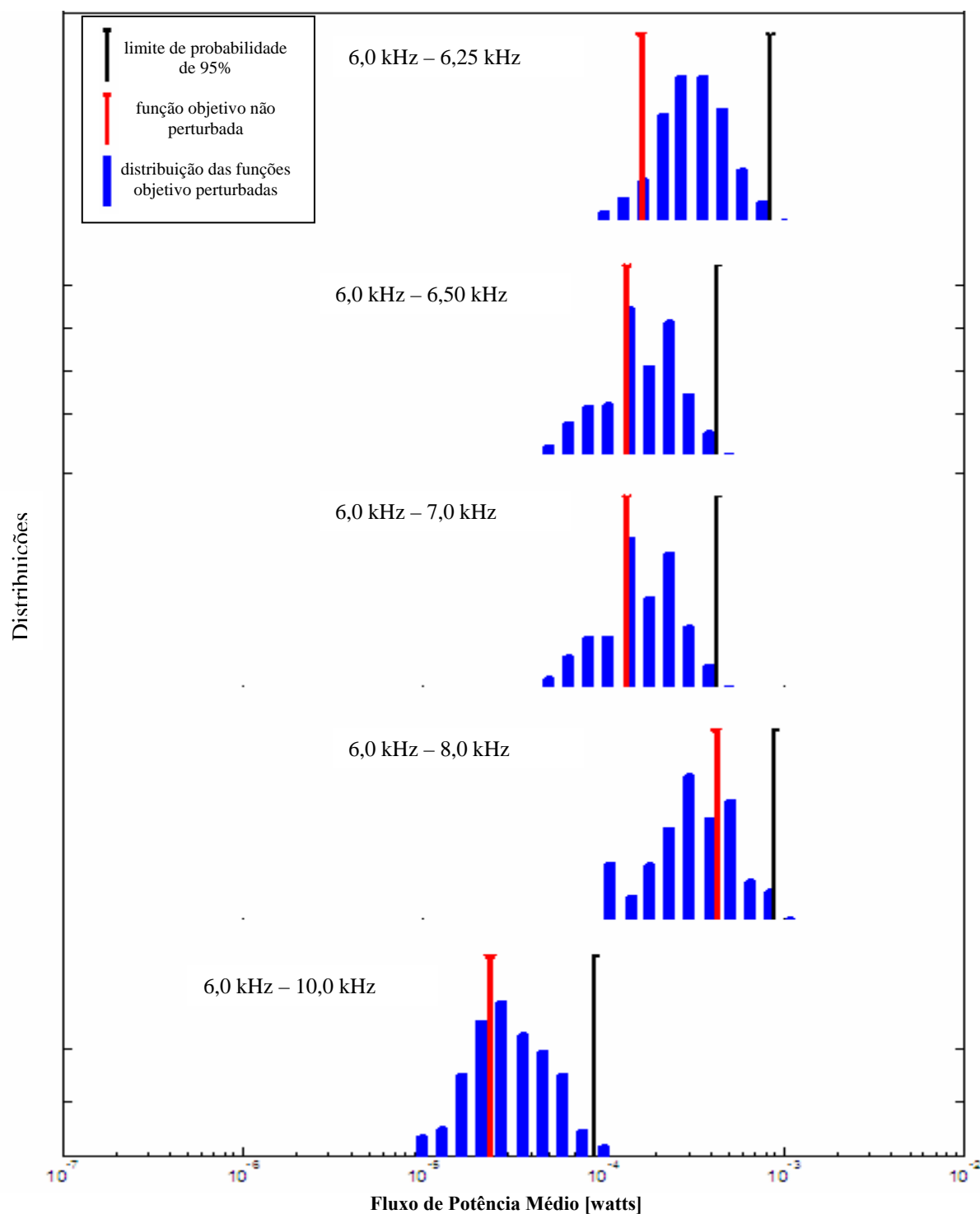
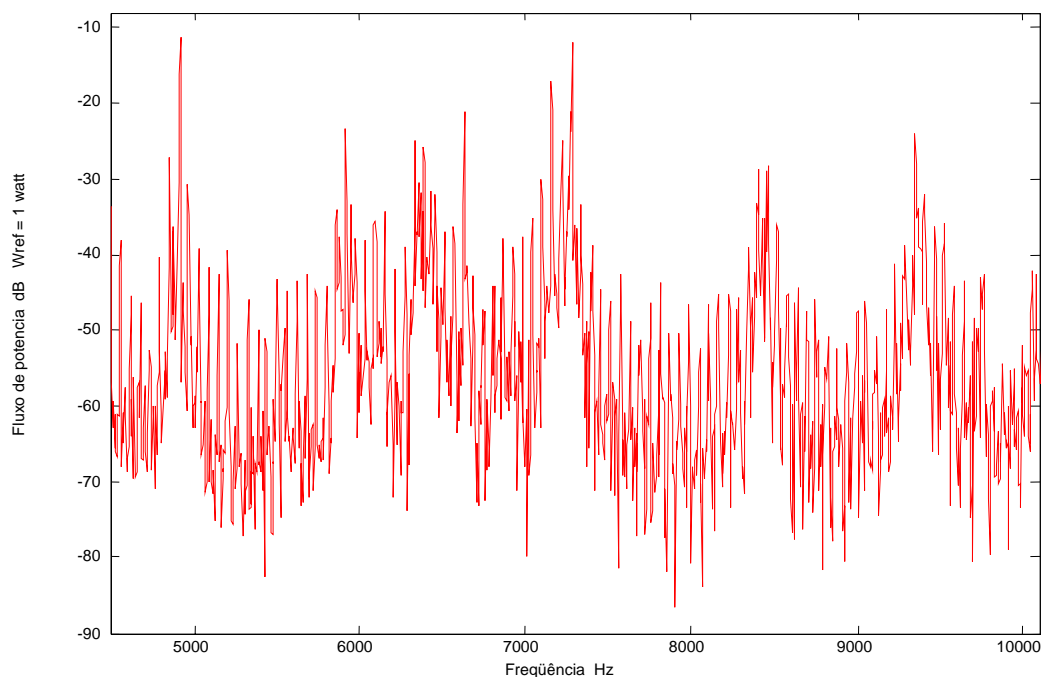


Fig. 5.2 – Distribuição dos valores das funções objetivo do tubo original devido às perturbações geométrica



*Fig. 5.3 – Fluxo de potência do modelo de tubo original não perturbado.*

## **5.2 – Sensibilidade das Geometrias Finalistas da Otimização em Banda de 250 Hz**

As sensibilidades das dez geometrias finalistas da otimização realizada na faixa de frequência entre 6 kHz e 6,25 kHz são aqui analisadas.

As performances das geometrias perturbadas foram avaliadas para um fator de perturbação de 0,35 em relação à máxima mobilidade das variáveis durante o processo de otimização. Isto significa que cada variável de uma geometria finalista pode receber uma perturbação geométrica com valor entre - 0,7 mm e + 0,7 mm.

As dispersões dos valores das funções objetivo de cada geometria finalista devido à aplicação de duzentos vetores de perturbação são representadas através dos histogramas da Figura 5.4.

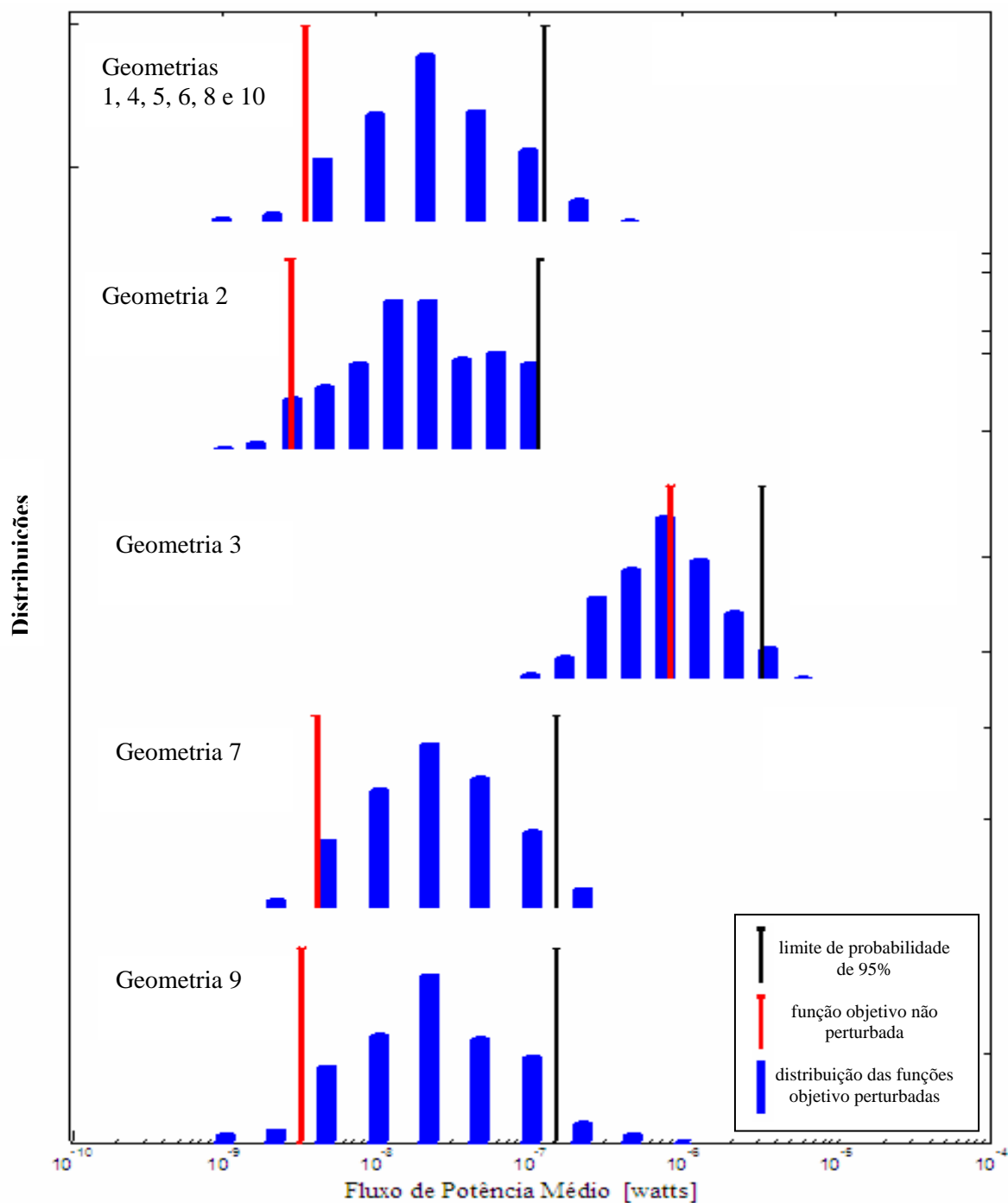


Fig. 5.4 – Distribuição estatística dos valores da função objetivo das geometrias finalistas da otimização na faixa de 250 Hz.

Os valores nominais das funções objetivo de cada geometria finalista são representados em cada histograma por uma linha vertical vermelha. Os mesmos valores nominais são mostrados na Tabela 4.1. A linha preta

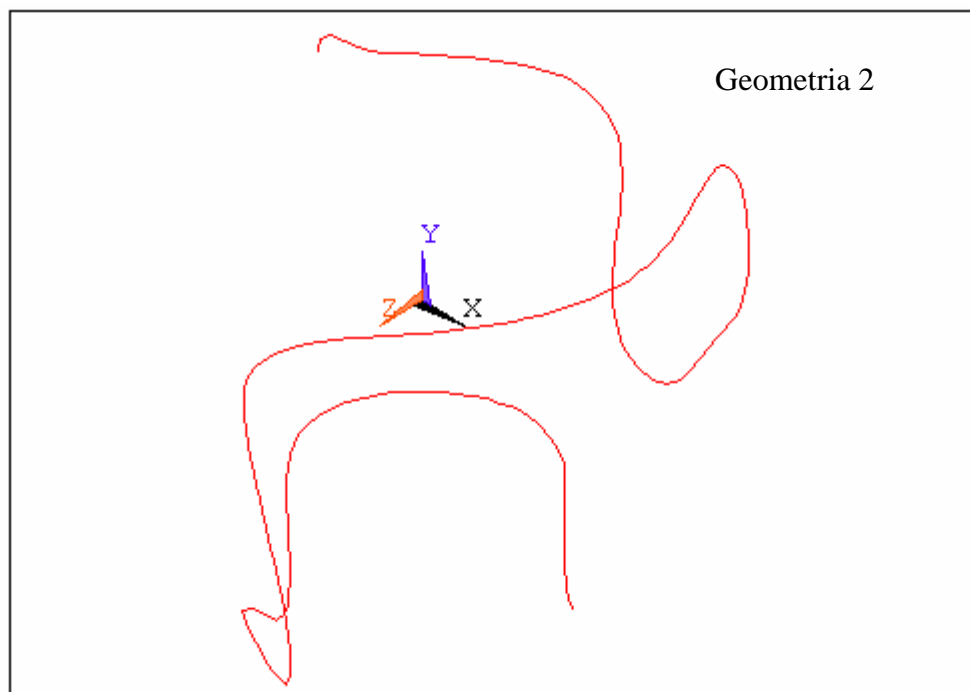
representa o maior valor provável que pode apresentar a função objetivo da geometria devido a 95 % das perturbações geométricas aplicadas.

A sensibilidade de cada geometria é proporcional à largura do seu respectivo histograma. Neste caso pode-se dizer que a geometria 3 é a mais insensível (robusta) às perturbações do que as demais geometrias, seguida da geometria 7. Se o critério de escolha considerasse apenas a robustez, a geometria 3 seria a escolhida. No entanto, apesar desta geometria apresentar-se mais robusta, o valor nominal (não perturbado) da sua função objetivo é demasiada alta em relação ao das outras geometrias.

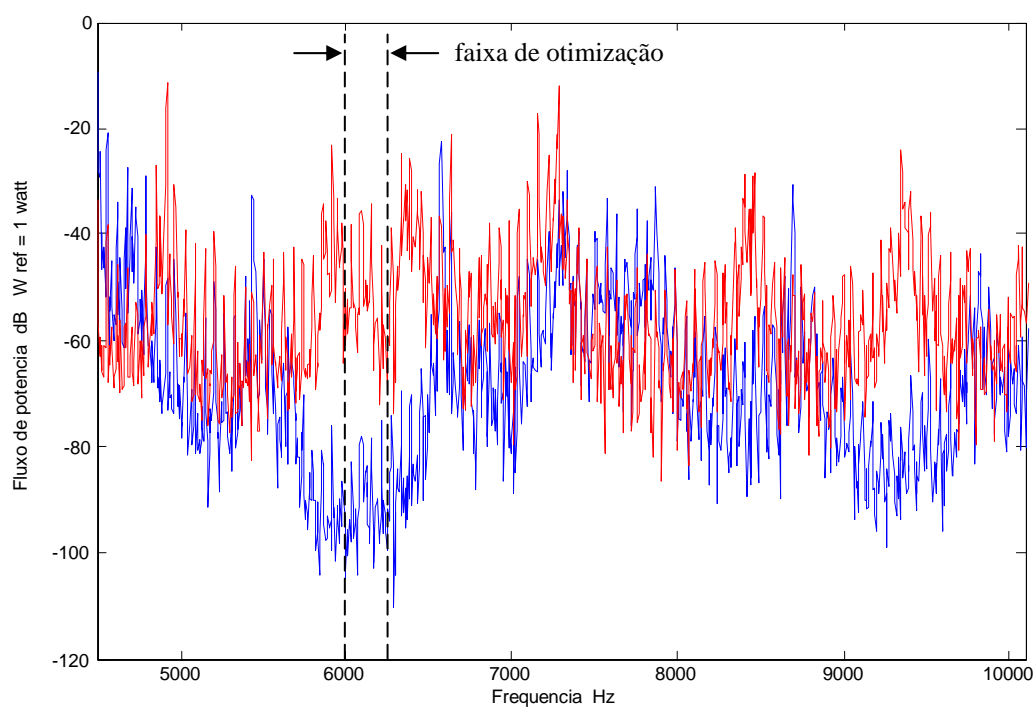
Pode-se observar que nos histogramas apresentados na Figura 5.4 (excetuando-se o relativo à geometria 3) que os valores nominais das funções objetivo (linhas vermelhas) estão bem abaixo dos valores da maioria das funções objetivo das geometrias perturbadas. Isto representa a improbabilidade em se reproduzir, na prática, uma geometria que apresente o mesmo valor nominal de função objetivo, caso a tolerância geométrica na fabricação esteja na mesma ordem de grandeza dos limites de perturbação.

Comparando os histogramas da Figura 5.4 com os da Figura 5.2, relativos às sensibilidades da geometria não otimizada, percebe-se que, de maneira geral, as estruturas otimizadas são mais sensíveis do que a não otimizada, sendo os histogramas desta última mais estreitos.

O critério de escolha da melhor geometria deve considerar tanto a sua robustez quanto a sua performance nominal em relação à função objetivo. Para tanto, foi usado neste trabalho o critério sugerido por *Keane* [19] onde a geometria a ser escolhida é aquela que apresenta o menor valor da linha preta que, por sua vez, representa o maior valor provável que pode assumir a função objetivo da geometria devido a 95 % das perturbações geométricas aplicadas.



*Fig. 5.5 – Vista isométrica da geometria selecionada segundo o critério de escolha para a faixa de otimização de 250 Hz.*



*Fig. 5.6 – Comparação entre os fluxos de potência do modelo de geometria não otimizada e modelo de geometria escolhida para a otimização em banda de 250 Hz.*

Baseando-se neste critério, a geometria 2, apresentada na Figura 5.5, é considerada a melhor das geometrias finalistas resultantes da otimização realizada na faixa entre 6,0 kHz e 6,25 kHz. As demais geometrias (excetuando-se a geometria 3) apresentam valores muito semelhantes.

A Figura 5.6 apresenta a comparação espectral entre o fluxo de potência do modelo de tubo original, em vermelho e o modelo da geometria otimizada escolhida (geometria 2), em azul.

### **5.3 – Sensibilidade das Geometrias Finalistas da Otimização em Banda de 500 Hz**

As sensibilidades das dez geometrias finalistas da otimização realizada na faixa de frequência entre 6 kHz e 6,50 kHz são aqui analisadas (Figura 5.7).

As performances das geometrias perturbadas foram avaliadas para o mesmo fator de perturbação de 0,35 em relação à máxima mobilidade das variáveis durante o processo de otimização utilizado na análise anterior. Isto significa que cada variável de uma geometria finalista pode receber uma perturbação geométrica com valor entre - 0,70 mm a +0,70 mm.

Se a robustez fosse o único critério de escolha aqui empregado, a geometria 10 seria escolhida, pois é a que apresenta o histograma com a menor dispersão. No entanto, mais uma vez, a geometria mais robusta apresenta um valor muito alto da função objetivo nominal (valor não perturbado) se comparada com as outras geometrias.

De acordo com o critério de escolha utilizado neste trabalho, a geometria 8 (Figura 5.8) é eleita a melhor dentre as finalistas da otimização na faixa de 500 Hz, pois é a que apresenta o menor valor definido pela



linha vertical preta. A geometria 8 é seguida pelas geometrias 6 e 1. Coincidentemente, esta geometria também apresenta o menor valor nominal da função objetivo.

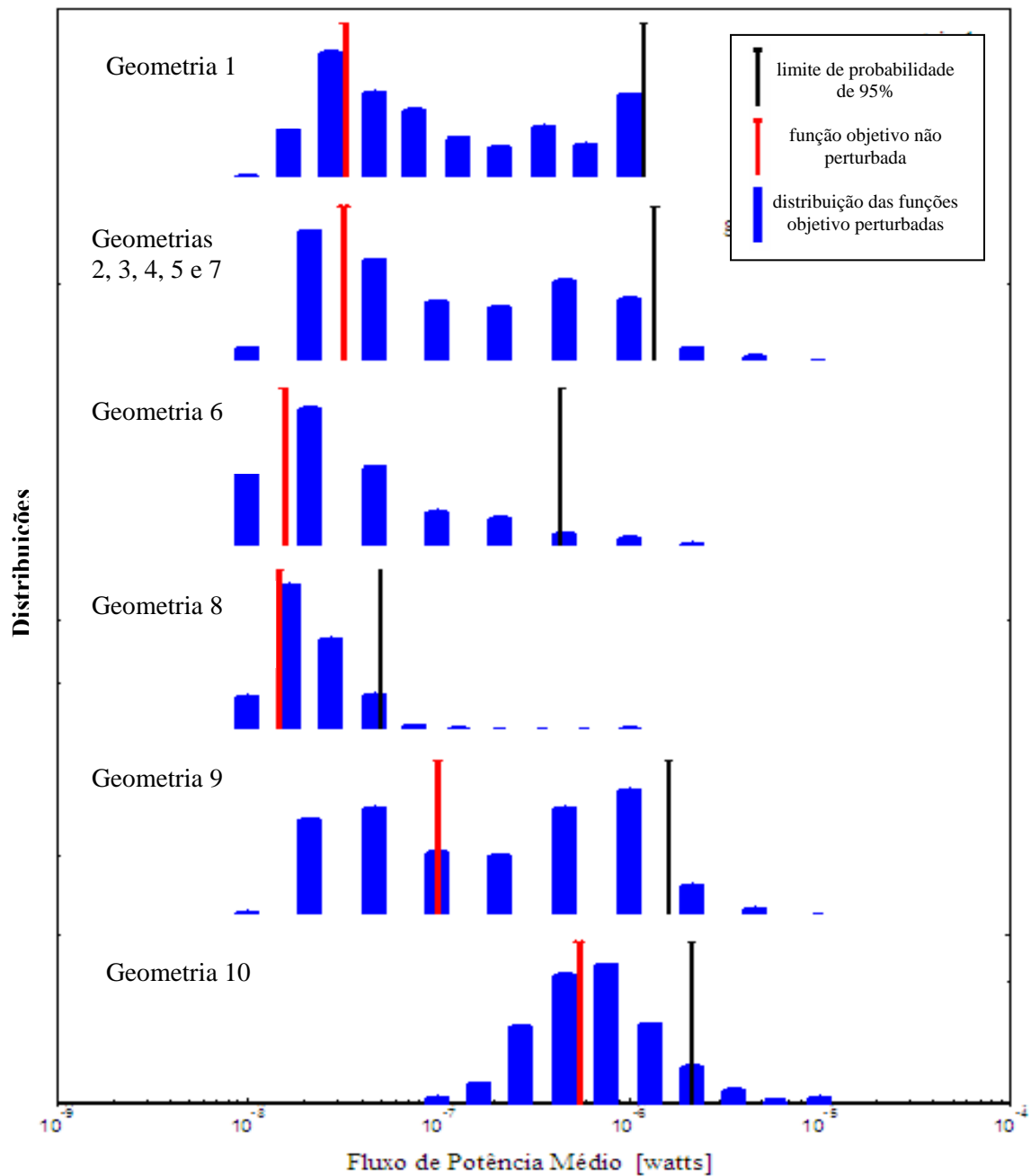


Fig. 5.7 – Distribuição estatística dos valores da função objetivo das geometrias finalistas da otimização na faixa de 500 Hz.

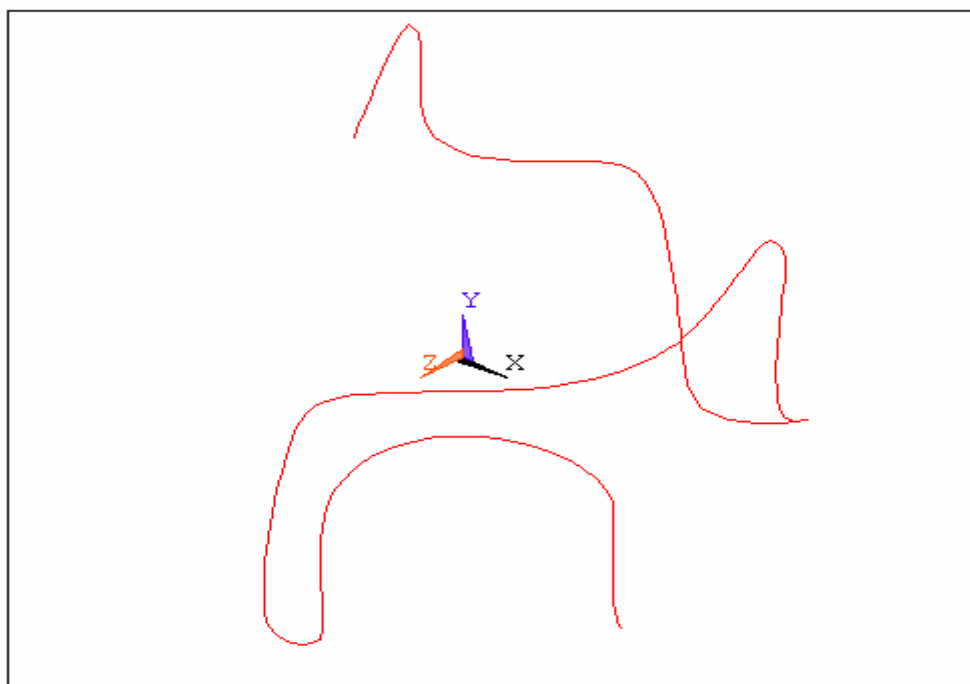


Fig. 5.8 – Vista isométrica da geometria selecionada segundo o critério de escolha para a faixa de otimização de 500 Hz.

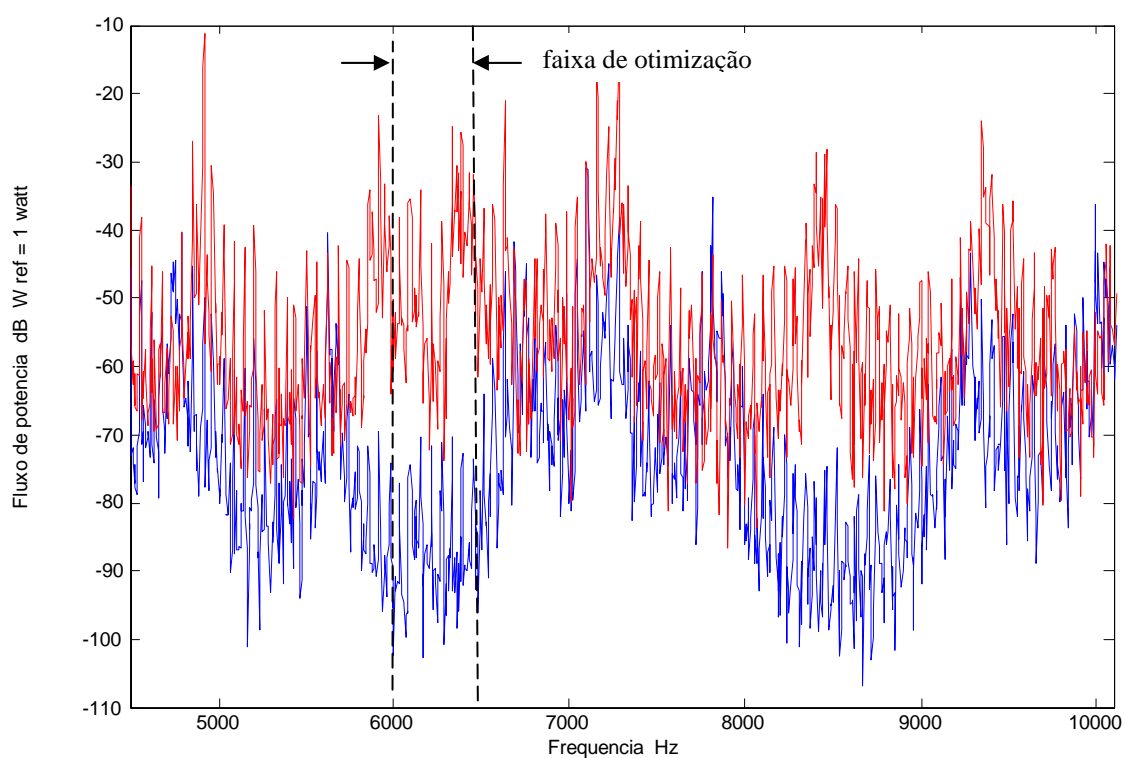


Fig. 5.9 – Comparação entre os fluxos de potência do modelo de geometria não otimizada e modelo de geometria escolhida para a otimização em banda de 500 Hz.

A Figura 5.9 apresenta a comparação espectral entre o fluxo de potência do modelo de tubo original, em vermelho e o modelo da geometria otimizada escolhida (geometria 8), em azul.

#### **5.4 – Sensibilidade das Geometrias Finalistas da Otimização em Banda de 1000 Hz**

Neste item são avaliadas as sensibilidades das dez geometrias finalistas da otimização realizada na faixa de frequência entre 6 kHz e 7 kHz.

Mais uma vez, as performances das geometrias perturbadas foram avaliadas para um fator de perturbação de 0,35 em relação à máxima mobilidade das variáveis durante o processo de otimização.

De acordo com os histogramas da Figura 5.10 a geometria 5 é a mais robusta, seguida das geometrias 7, 9 e 10.

Baseando-se no critério de escolha utilizado neste trabalho, a geometria 7 também é a melhor dentre as finalistas desta faixa, ao contrário da análise anterior, onde a melhor geometria, segundo o critério utilizado (menor valor da linha vertical preta), também apresenta o menor valor nominal da função objetivo.

O modelo que representa a geometria escolhida, de acordo com o critério utilizado, é mostrado em vista isométrica na Figura 5.11.

A Figura 5.12 apresenta a comparação espectral entre o fluxo de potência do modelo de tubo original, em vermelho, e o modelo da geometria otimizada escolhida (geometria 7), em azul.

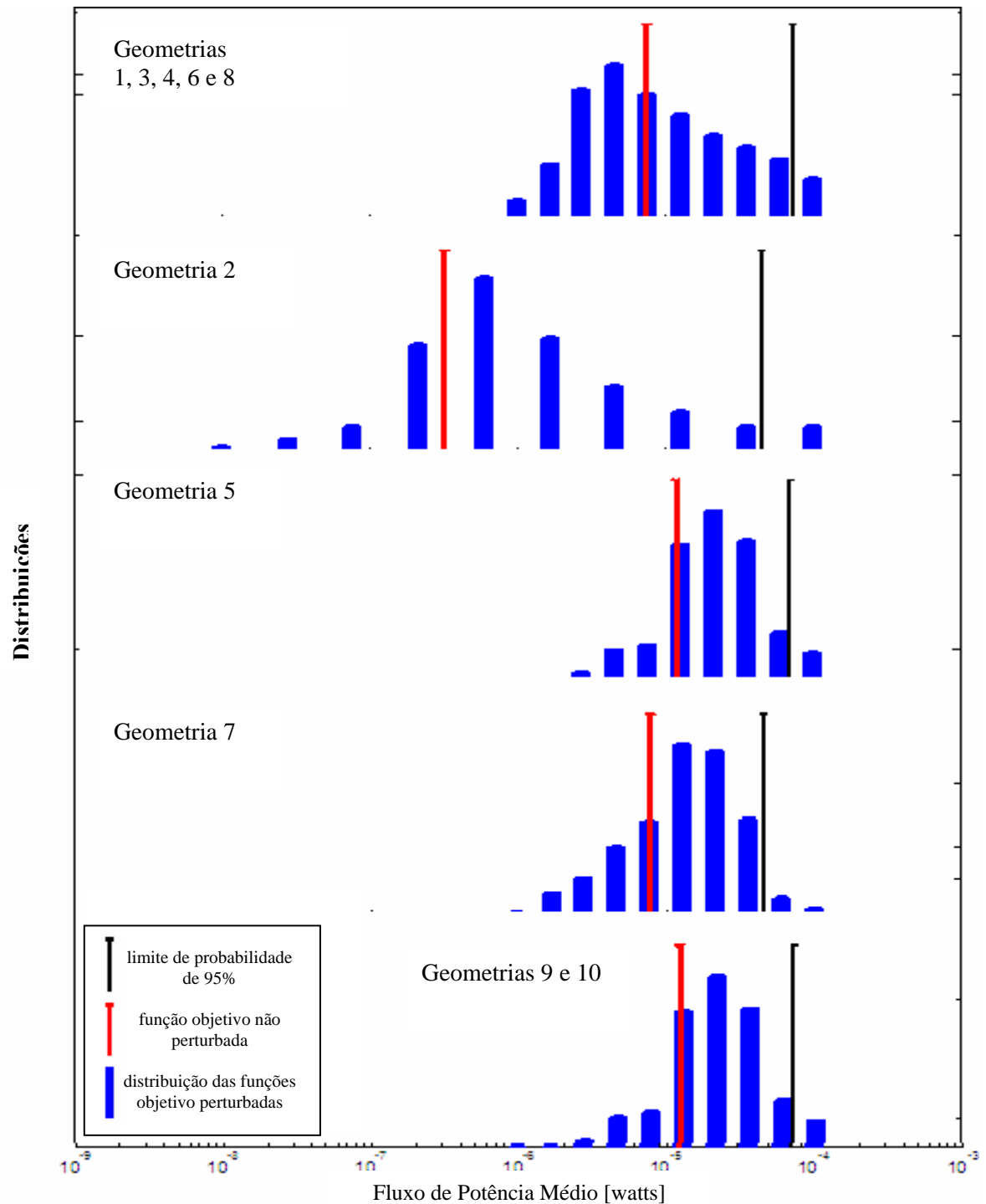
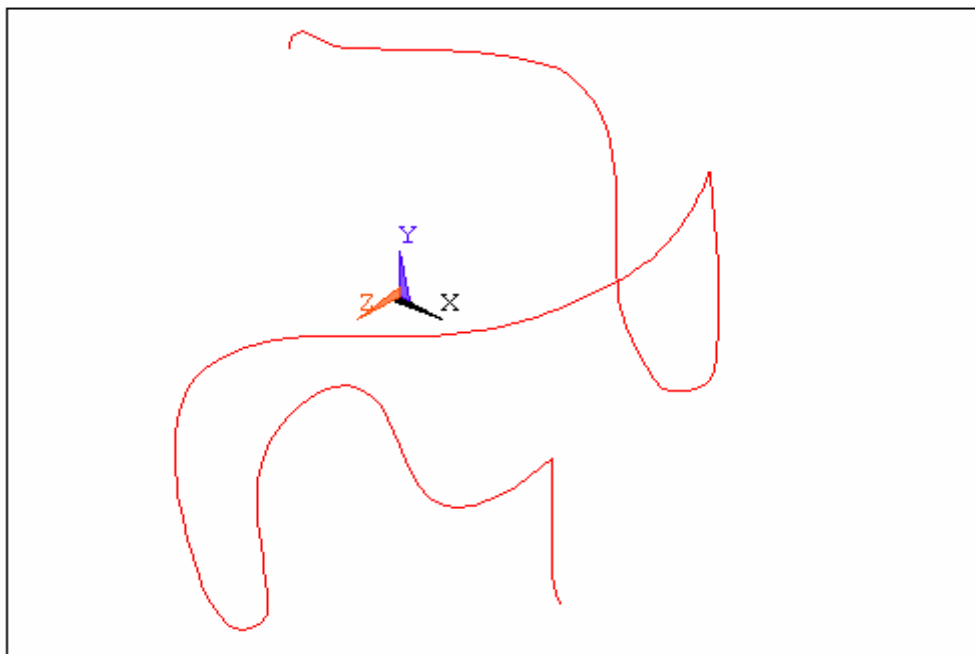
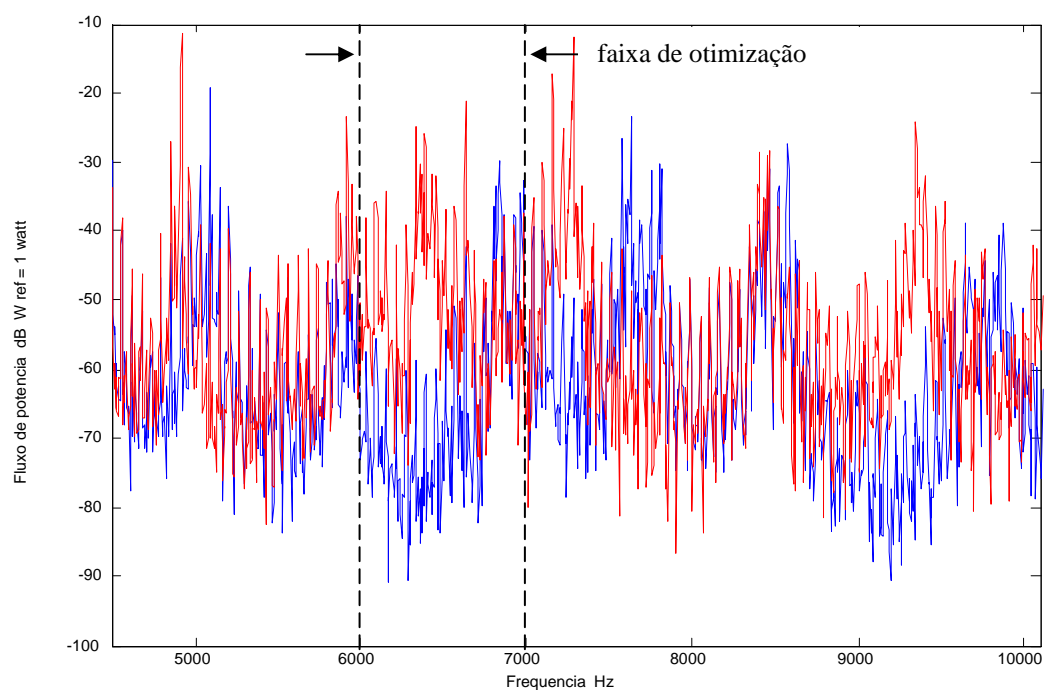


Fig. 5.10 – Distribuição estatística dos valores da função objetivo das geometrias finalistas da otimização na faixa de 1000 Hz



*Fig. 5.11 – Vista isométrica da geometria selecionada segundo o critério de escolha para a faixa de otimização de 1000 Hz*



*Fig. 5.12 – Comparação entre os fluxos de potência do modelo de geometria não otimizada e modelo de geometria escolhida para a otimização em banda de 1000 Hz.*

### **5.5 – Sensibilidade das Geometrias Finalistas da Otimização em Banda de 2000 Hz**

São avaliadas neste item as sensibilidades das geometrias finalistas da otimização realizada na faixa de frequência entre 6 kHz e 8 kHz são analisadas. Para esta análise foi utilizado o mesmo fator de perturbação aplicado às análises anteriores, igual a 0,35, correspondendo a uma perturbação máxima em cada variável, variando entre  $-0,70$  mm a  $+0,70$  mm.

De acordo com os histogramas da Figura 5.13, a geometria mais robusta das finalistas é a geometria 4 que, no entanto, apresenta o maior valor nominal da função objetivo, representado pela linha vermelha.

Aplicando o critério de escolha utilizado neste trabalho, determina-se a melhor geometria como sendo a de número 5. Esta geometria também apresenta o menor valor nominal da função objetivo e é seguida de perto pelas geometrias 1, 2, 3, 6, 7, 8, 9 e 10.

O modelo que representa a geometria escolhida, de acordo com o critério utilizado, é mostrado em vista isométrica na Figura 5.14.

A Figura 5.15 apresenta a comparação espectral entre o fluxo de potência do modelo de tubo original, em vermelho, e o modelo da geometria otimizada escolhida (geometria 5), em azul.

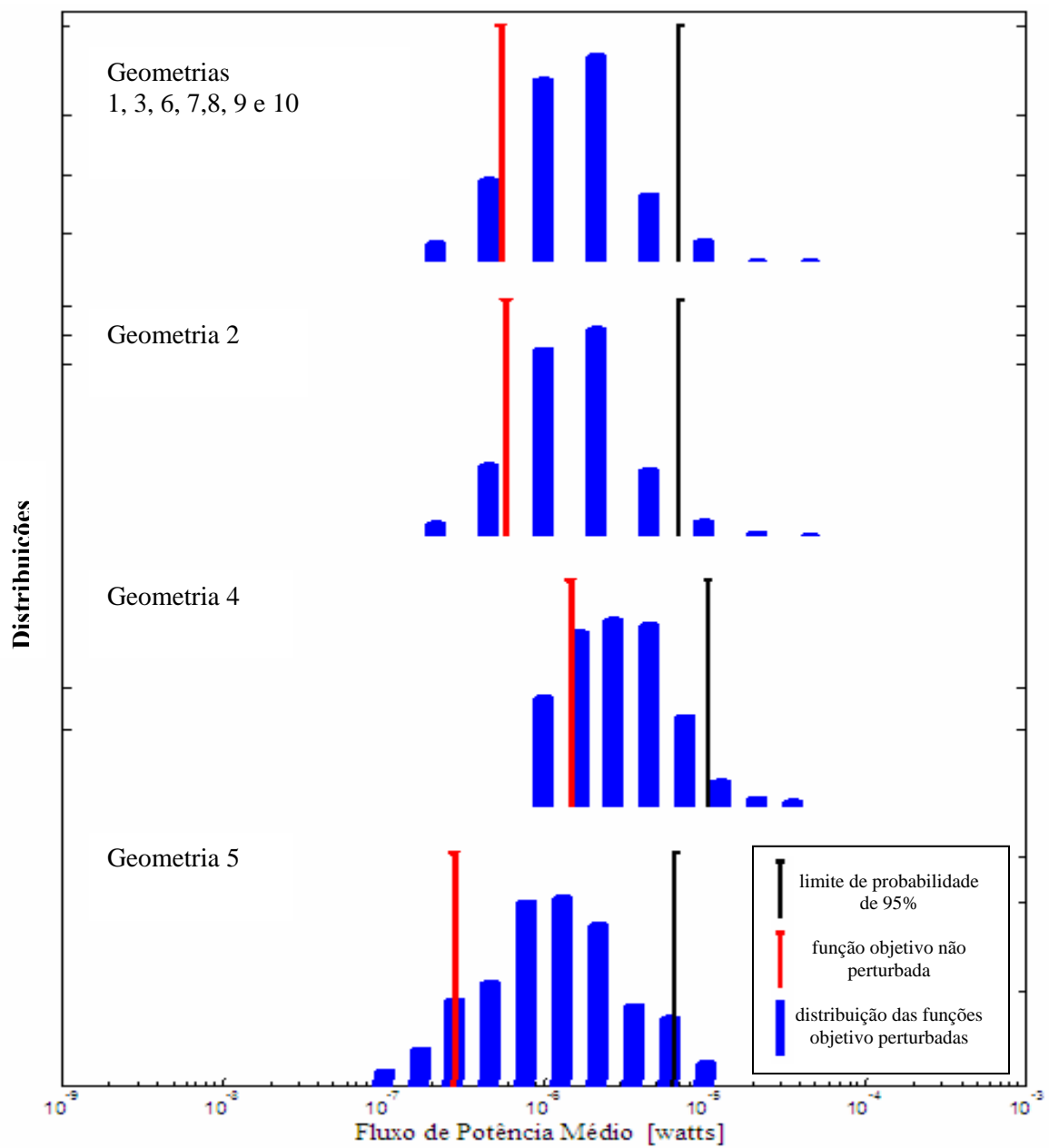
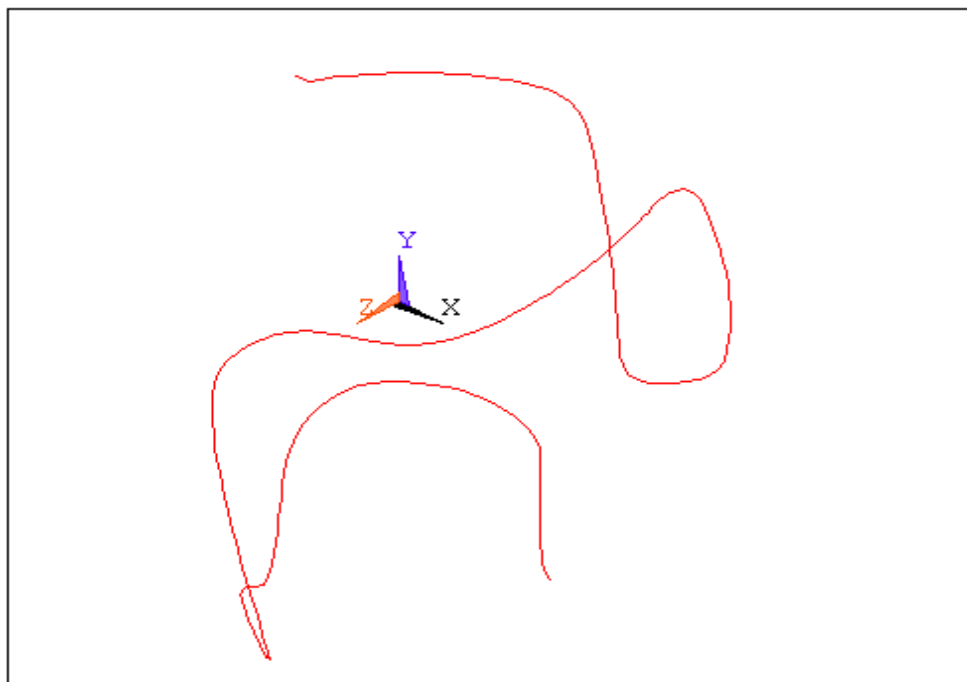
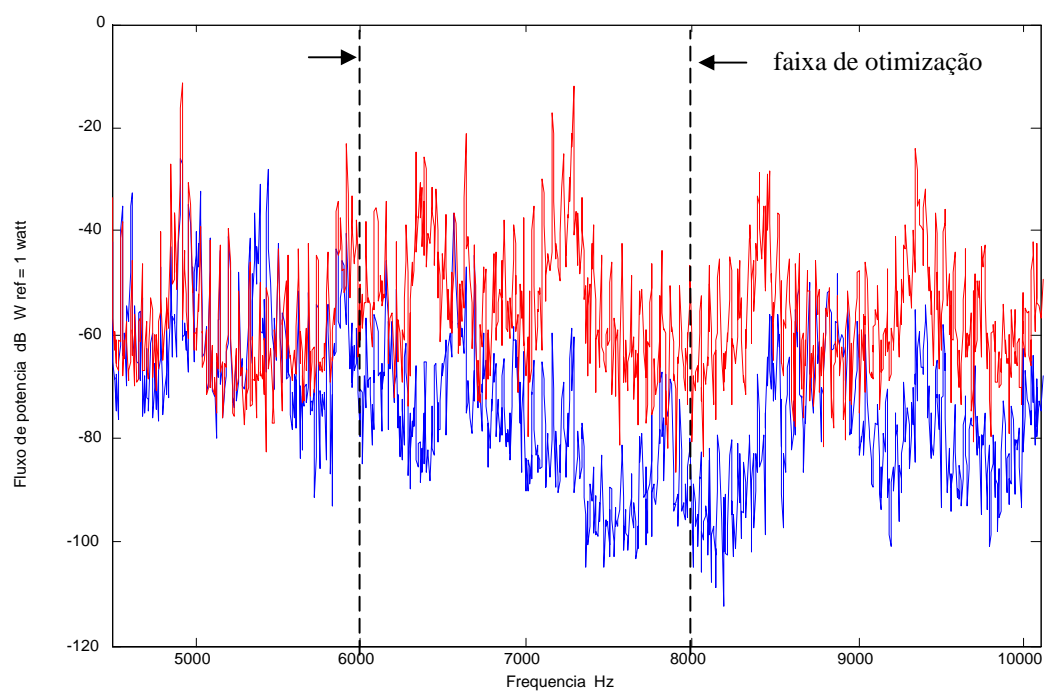


Fig. 5.13 – Distribuição estatística dos valores da função objetivo das geometrias finalistas da otimização na faixa de 2000 Hz.



*Fig. 5.14 – Vista isométrica da geometria selecionada segundo o critério de escolha para a faixa de otimização de 2000 Hz.*



*Fig. 5.15 – Comparação entre os fluxos de potência do modelo de geometria não timizada e modelo de geometria escolhida para a otimização em banda de 2000 Hz.*



## 5.6 – Sensibilidade das Geometrias Finalistas da Otimização em Banda de 4000 Hz

Finalmente, são avaliadas as sensibilidades das geometrias finalistas para a otimização realizada na faixa de frequência entre 6 kHz e 10 kHz.

Como nas outras análises, o fator de perturbação utilizado é 0,35, correspondendo a uma perturbação em cada variável entre  $-0,70$  mm e  $0,70$  mm.

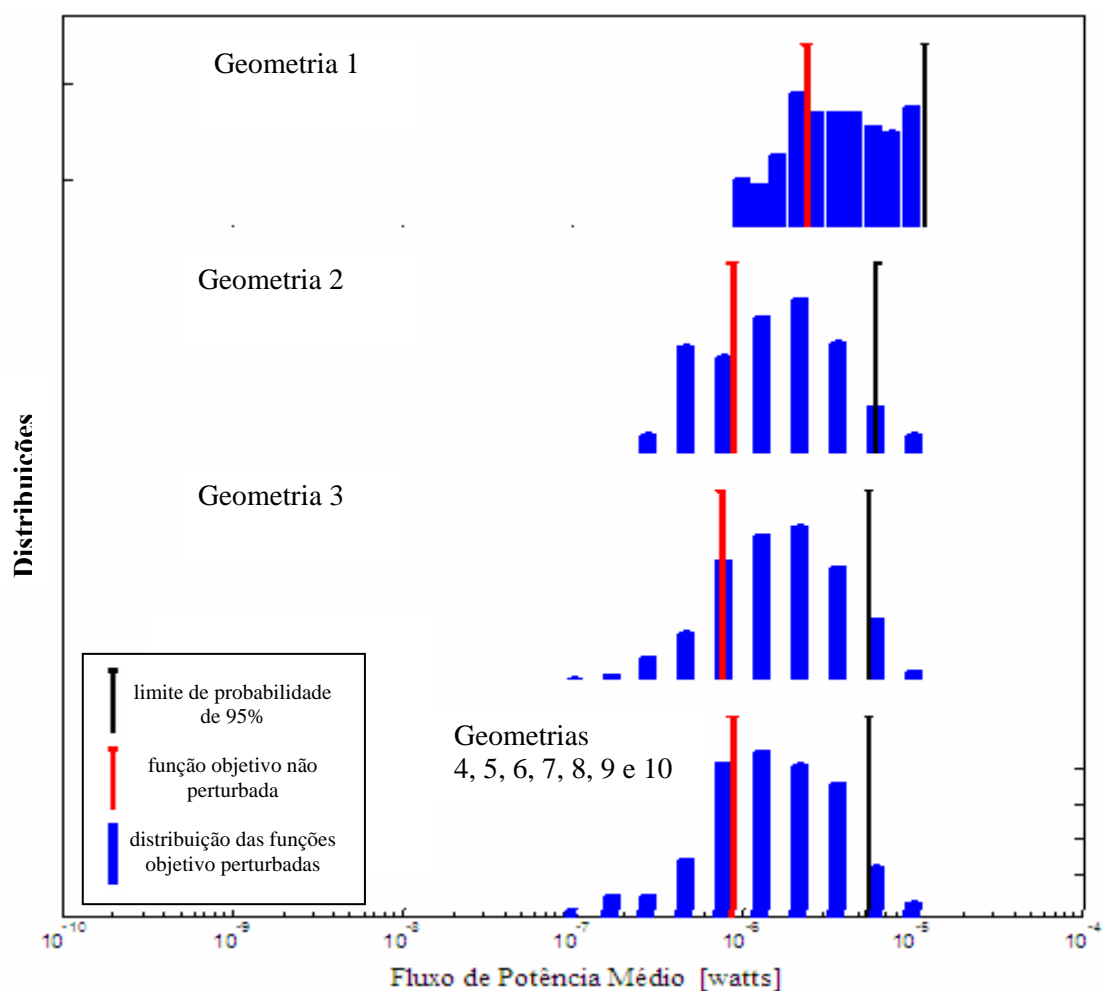


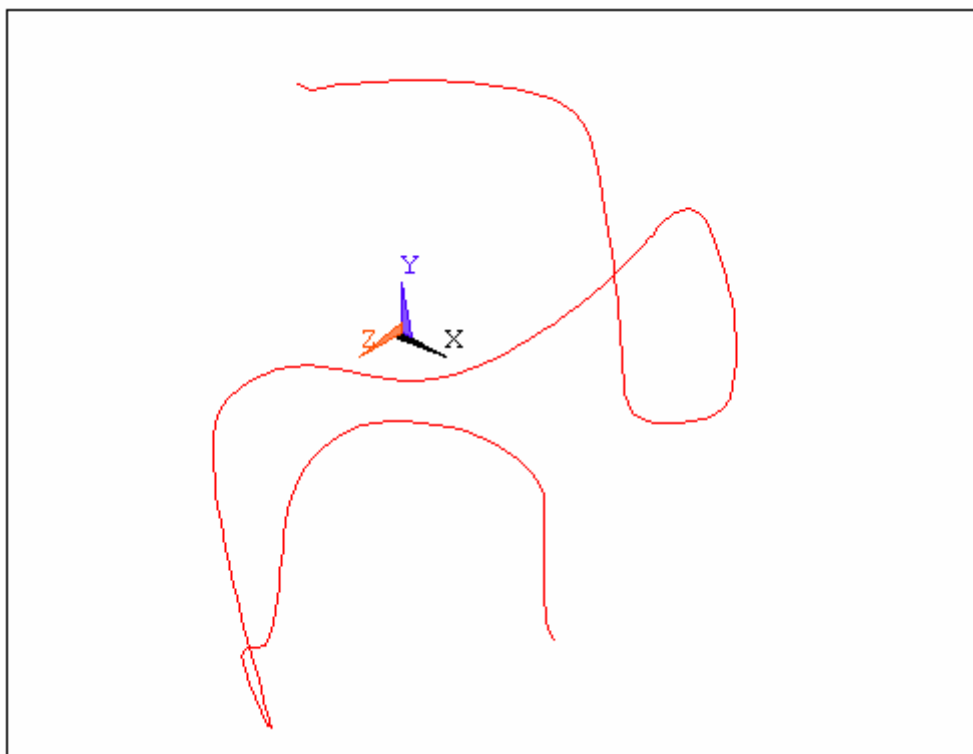
Fig. 5.16 – Distribuição estatística dos valores da função objetivo das geometrias finalistas da otimização na faixa de 4000 Hz.

Mais uma vez, a geometria que apresentou a menor espalhamento (mais robusta) nos histogramas da Figura 5.17 é a mesma que apresenta o maior valor nominal da função objetivo. Trata-se da geometria 1.

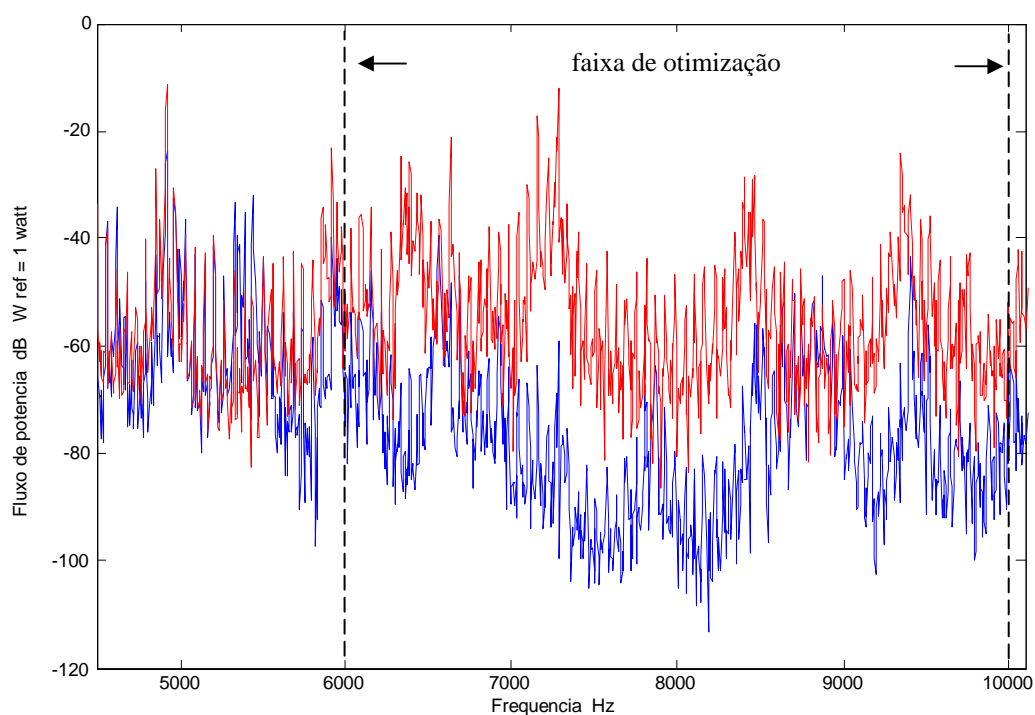
As geometrias restantes apresentaram valores muito próximos do valor nominal da função objetivo e do limite de probabilidade de 95 % (linha preta). No entanto, a que apresenta o menor valor para este último é a geometria 3.

O modelo que representa a geometria escolhida, de acordo com o critério utilizado, é mostrado em vista isométrica na Figura 5.17.

A Figura 5.18 apresenta a comparação espectral entre o fluxo de potência do modelo de tubo original, em vermelho, e o modelo da geometria otimizada escolhida (geometria 3), em azul.



*Fig. 5.17 – Vista isométrica da geometria selecionada segundo o critério de escolha para a faixa de otimização de 4000 Hz.*



*Fig. 5.18 – Comparação entre os fluxos de potência do modelo de geometria não otimizada e modelo de geometria escolhida para a otimização em banda de 4000 Hz.*

## 5.7 - Relação entre Robustez e Nível de Otimização Atingida

Observando os histogramas relativos às geometrias otimizadas, pode-se constatar que nenhum deles assemelha-se, em termos de largura, aos histogramas relativos à geometria não otimizada. A largura média dos histogramas da geometria não otimizada se mantém dentro de uma ordem de grandeza, ao passo que as larguras dos histogramas relativos às geometrias otimizadas podem chegar a quatro ordens de grandeza.

A relação entre o grau de otimização e a robustez também se evidencia entre os histogramas das geometrias otimizadas. De uma maneira geral, as geometrias otimizadas que apresentam menores níveis de otimização (maiores valores da função objetivo não perturbada, cujo valor

é representado pela linha vermelha) são mais robustas que aquelas com maiores níveis de otimização.

A relação entre robustez e a largura da faixa de frequência otimizada também pode ser percebida. A Tabela 4.2 mostra que quanto menor a faixa de frequência da qual se determina a função objetivo (fluxo de potência médio), maior o nível de otimização (a otimização realizada na faixa de 1000 Hz não obedece esta tendência por uma questão de convergência precoce). Portanto, as geometrias sujeitas à otimização realizada em faixas largas de frequência atingem, de uma forma geral, maiores níveis de robustez.

## CAPÍTULO 6

### **Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros**

Este capítulo dedica-se a resumir os conteúdos dos capítulos anteriores, apresentando conclusões sobre os resultados atingidos, as dificuldades encontradas e sugestões de tópicos que poderão se tornar objeto de futuros trabalhos.

O Capítulo 2 concentrou-se na determinação dos parâmetros que descrevem o comportamento do material do tubo de descarga do ponto de vista dinâmico, numa etapa conhecida como caracterização, sem a qual, a elaboração de um modelo representativo do tubo não seria possível. Tal etapa não se fez necessária para a caracterização do material que compõe a carcaça, pois a mesma já havia sido analisada em outros trabalhos [27], com boa precisão.

Além de quantificar os parâmetros que constituem o material, foi possível, através dos resultados, validar algumas hipóteses que simplificaram a construção do modelo. Dentre elas, a hipótese de material puramente elástico cuja amplitude se comporta de maneira linear ao longo do espectro de frequências. Assumiu-se, ainda, que o amortecimento entre 6 kHz e 10 kHz mantém-se invariável e, portanto, um modelo de amortecimento constante e proporcional à massa mostrou-se adequado.

Dificuldades foram encontradas na medição por modos de torção secundários do tubo, devido à superposição dos modos de flexão na resposta em frequência, mesmo quando foram usadas condições de contorno que proporcionariam, teoricamente, a predominância da resposta dos modos de torção. No entanto, a necessidade de avaliar o comportamento do módulo de cisalhamento ao longo da frequência foi resolvido através da medição em amostras de tubos com diferentes comprimentos.

O Capítulo 3 teve o principal objetivo de definir o papel do Método dos Elementos Finitos no processo de otimização usado. Além disso, foram detalhadas as construções dos modelos do tubo e da carcaça, os tipos de elementos usados e suas características. Este capítulo descreve, ainda, os procedimentos e resultados das validações experimentais e a solução do problema do custo computacional relativo ao tamanho final do sistema por sub-estruturação.

Os resultados experimentais evidenciaram a sensibilidade da resposta do modelo do tubo às pequenas variações geométricas, tornando impossível a construção de um modelo representativo nas altas frequências. Porém, a questão da sensibilidade é contornada durante o processo de otimização, no qual as geometrias otimizadas são escolhidas segundo um critério baseado na probabilidade de robustez devido às perturbações previstas dentro de um valor tolerável.

O Capítulo 4 destinou-se a descrever o método de otimização evolutiva empregado e mostrou os resultados obtidos para as otimizações

realizadas com cinco funções objetivo diferentes, cada qual sendo determinada pela média do fluxo de potência em faixas de frequência com larguras distintas.

Os resultados referentes às dez geometrias finalistas de cada processo de otimização mostram que é possível agregar às estruturas características complexas de filtragem do fluxo de energia através de modificações geométricas adequadas. No entanto, devido à complexidade das interações pelas quais o processo de filtragem é alcançado e pela característica heurística do processo de otimização, torna-se impossível estabelecer uma correlação clara entre as mudanças estruturais e a resposta do sistema. Tal falta de correlação é evidenciada pela não existência de um padrão geométrico entre as estruturas otimizadas em cada análise, apesar de todas terem sido otimizadas em regiões comuns de frequência. Conclui-se, a partir deste fato, que a única maneira possível de atingir as modificações geométricas necessárias é através de um processo de otimização. O método dos Algoritmos Genéticos mostrou ser uma ferramenta suficientemente robusta para a determinação das modificações geométricas necessárias à minimização da função objetivo, tendo em vista o elevado número de variáveis do sistema otimizado. Constatou-se, de uma maneira geral, que a redução alcançada da função objetivo é inversamente proporcional à largura de banda otimizada, para um mesmo número de iterações.

O Capítulo 5 teve como objetivo avaliar as sensibilidades das geometrias finalistas de cada processo de otimização e estabelecer um critério de escolha da melhor geometria que considerasse não apenas a performance de cada uma em relação à função objetivo, mas também, a sua

robustez às variações geométricas não previstas no modelo, inerentes ao processo de fabricação. Para tanto, foram escolhidas as geometrias que apresentaram o menor limite de probabilidade de 95%. Este parâmetro define o maior valor da função objetivo que pode apresentar a estrutura devido a 95% das perturbações geométricas aplicadas.

Foi observado através dos histogramas que, de uma forma geral, quanto mais otimizada for uma estrutura, menos robusta se torna devido às pequenas perturbações geométricas. Isto pode ser evidenciado pelos histogramas referentes à geometria não otimizada, que apresentam valores de dispersão (largura dos histogramas) iguais a uma ordem de grandeza, sendo estes bem inferiores aos valores de dispersão atingidos pelas geometrias otimizadas.

### **Sugestões de Trabalhos Futuros**

As sugestões aqui apresentadas voltam-se, principalmente, para a necessidade de considerar outros fenômenos que ocorrem no processo de transmissão de energia através do tubo e que, neste trabalho, foram ignorados. É preciso ressaltar que o tubo foi otimizado apenas em relação à energia proveniente das vibrações do kit do compressor. No entanto, propagam-se através deste, energias provenientes de outras fontes de excitação.

A mais relevante é a excitação que surge devido à pulsação do gás no interior do tubo. Esta excitação tem uma contribuição considerável no ruído global irradiado, considerando que as pulsações podem alcançar variações



de pressão de 13 bar. Para considerar este fenômeno, a determinação das FRF's do modelo através do Método dos Elementos Finitos deveria agregar não só os deslocamentos prescritos do *kit* em função da frequência, como foi feito, mas também a excitação devido à pulsação. Isto exigiria a elaboração de um modelo que previsse a interação entre o fluido (gás) e a estrutura (tubo) no seu interior.

Todavia, antes de aplicar o algoritmo de otimização, deve-se ainda prever o tempo computacional exigido para a determinação das funções objetivo ao longo do processo tendo em vista que este tipo de modelo, pela complexidade imposta, demanda um elevado tempo computacional.

Outra simplificação feita está relacionada à não consideração, no modelo, da mola amortecedora que fica posicionada ao redor do tubo real. Acredita-se que, além do efeito de inércia provocado pela sua massa, a mola também apresente outros mecanismos não lineares de dissipação, devido ao atrito entre as superfícies de contato e à dissipação histerética.

Mais recentemente surgiu a idéia de reduzir a excitação provocada pela pulsação do gás através da adição, ao longo do tubo, de uma câmara de expansão (*muffler*). Pensa-se que esta câmara poderia, também, minimizar a vibração do tubo devido ao efeito de inércia. Portanto, uma sugestão adicional para os próximos trabalhos seria prever, através do algoritmo de otimização, a posição ideal da câmara de forma que reduções máximas do fluxo de energia pudessem ser alcançadas.

Para finalizar, pode-se sugerir a validação experimental das estruturas otimizadas utilizando-se técnicas sofisticadas de medição do fluxo de potências [21,22,23], considerando que a complexidade dessas estruturas inviabiliza o uso de técnicas tradicionais.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] LYON, R. H. “*Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems: Theory and Applications*”, Cambridge, 1975, MA: MIT Press.
- [2] DIESEL, F. N. “*Fluxo de Energia do Conjunto Interno Motor-Compressor para a Carcaça de um Compressor Hermético Através da Cavidade*”, Dissertação de Mestrado, UFSC, Maio, 2000.
- [3] MEAD, D. J. “*Passive Vibration Control*”, John Wiley & Sons , New York, 1988.
- [4] BERANEK, L. L. “*Noise and Vibration Control*”, McGrawHill, 1971, New York.
- [5] ANTHONY, D. K. e ELLIOT, S. J. “*Robustness of Optimal Design Solutions to Reduce Vibration Transmission in a Lightweight 2-D Structure. Part II : Application of Active Vibration Control Techniques*”, Journal of Sound and Vibration, 2001, vol. 237(3), 418-426.
- [6] MEAD, D. J. e BARDELL, N. S. “*Free Vibration of a Thin Cylindrical Shell with Periodic Circunferencial Stiffners*”, Journal of Sound and Vibration, 1987, vol. 115(3), 449-520.

- [7] HOLLAND, J. H., “*Adaptation in Natural and Artificial Systems: An Introductory Analysis with Applications to Biology, Control and Artificial Intelligence*”, Ann Arbor , The University of Michigan Press, 1975 , MI.
- [8] GORMAN, D. J. “*Free Vibration Analysis in Beams and Shafts*”, John Wiley & Sons, New York, 1971.
- [9] CREMER, L. e Heckl, M. “*Structure-Borne Sound*”, Springer-Verlag, Berlin, 1973.
- [10] ANSYS, “*User’s Manual for Revision 7.0*”, Swanson Analysis, Inc. 2002.
- [11] ZIENKIEWICZ, O. C., “*The Finite Element Method*”, McGraw-Hill, 1977, London.
- [12] SARDÁ, A. P. ‘*Análise por Elementos Finitos do Fluxo de Energia Vibratória entre Placas Planas Apoiadas em Vigas*’, Dissertação de Mestrado, UFSC, Maio, 1999.
- [13] SILVA, A. R. e LENZI, A. “*Minimization of Power Flow in a 3-D Structure Using Genetic Algorithms*”, SIMMEC, Maio, 2004.  
(Submetido)

- [14] YIN, X. e GERMAY, N. “*A Fast Genetic Algorithm with Sharing Scheme Using Cluster Methods in Multimodal Function Optimization*”, Proceedings of the international Conference on Artificial Neural Nets and genetic Algorithms, 1993, Innsbruck, Springer-Verlag, 450-457.
  
- [15] KEANE, A. J., “*Passive Vibration Control Via Unusual Geometries – The Application of Genetic Algorithm Optimization to Structural Design*”, Journal of Sound and Vibration, 1996, vol. 185, 441-453.
  
- [16] KIRPATRICK, S. e GELATT, C. D. “*Optimization by Simulated Annealing*”, Science, 1983, vol. 220(4598), 671-680.
  
- [17] GOLDBERG, D. E. “*Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning*”, 1989, Cambridge, Addison-Wesley.
  
- [18] WOHLEVER, J. C. e Bernard, R., J. “*Mechanical Energy Flow Models of Rods and Beams*”, Journal of Sound and Vibration, 1992, vol. 153(1), 1-19.
  
- [19] ANTHONY, D. K., ELLIOT, S. J. e KEANE, A. J., “*Robustness of Optimal Design Solutions to reduce Vibration Transmission in a Lightweight 2-D Structure. Part I: Geometric Design*”, Journal of Sound and Vibration, 2000, vol. 229(3), 505-528.

- [20] MEAD, D. J. e BARDELL, N. S. “*Free Vibration of a Thin Cylindrical Shell with Discrete Axial Stiffeners*”, Journal of Sound and Vibration, 1986, vol. 111(2), 229-250.
- [21] PINNINGTON, R. J., REDMAN W. “*Methods for Structural power Transmission Measurement*”, International Congress on recent developments in Acoustic Intensity Measurements, Senlins, 1981, 229-236.
- [22] PAVIC, G. “*Measurement of Structure Born Wave Intensity, Part I: Formulation of the Methods*”, Journal of Sound and Vibration, vol. 49, 221-230.
- [23] CREMER, L., W. “*Cross Spectral Density Methods for Measuring Structure Borne Power Flow on Beams and Pipes*”, Journal of Sound and Vibration, 1980, vol. 70(1), 133-139.

## BIBLIOGRAFIA

- BAARS, E. “*Fluxo de Potência Vibratória em Componentes Estruturais Tipo Barras e Vigas*”, Dissertação de Mestrado, UFSC, Março, 1996.
- BENDAT, J. S. e PIERSOL, A. G. “*Random Data: Analysis and Measurement Procedures*”, John Wiley & Sons , New York, 1986.

- FOGEL, D. B., “*Applying Evolutionary Programming to Selected Traveling Salesman Problems*”, *Cybernetics and Systems*, 1993, 24(1), 27-36.
- NOISEUX, G. “*Measurement of Power Flow in Uniform Beams and Plates*”, *Journal of the Acoustical Society of America*, 1970, vol. 47, 238-247.
- SILVA, A. R. e LENZI, A. “*Avaliação da Robustez de Geometrias Tridimensionais Otimizadas a Partir de Algoritmos Genéticos para a Minimização do Fluxo de Potência Vibratória*”, *CONEM*, Agosto, 2004.
- TEMKIN, S. “*Elements of Acoustics*”, John Wiley & Sons, New York, 1976.

## APÊNDICE A

### Comparação Espectral entre as Geometrias com Menor Função Objetivo e as Geometrias Escolhidas de Acordo com o Critério Utilizado\*

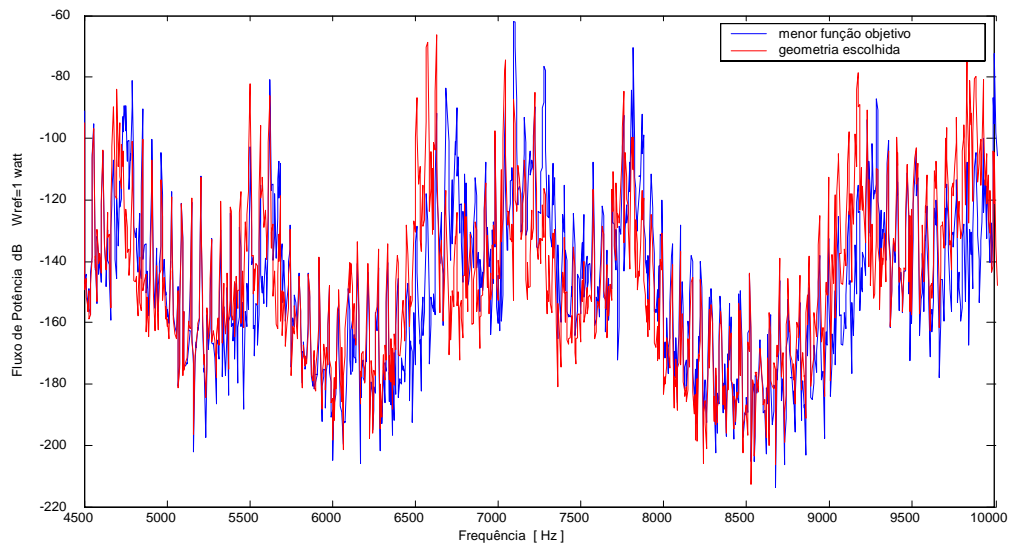


Fig. A.1 – Comparação entre os espectros da otimização na faixa de 500 Hz.

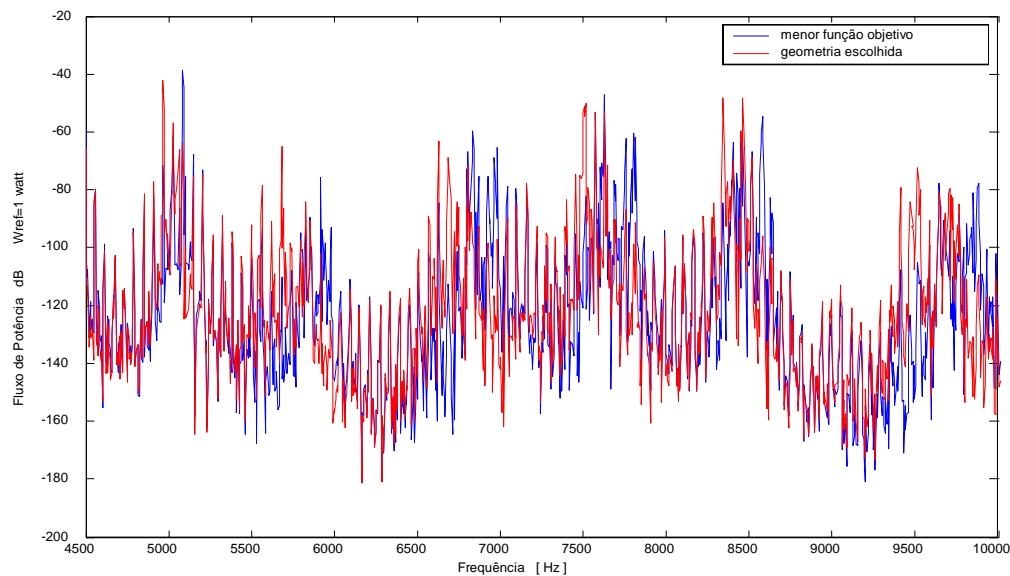


Fig. A.2 – Comparação entre os espectros da otimização na faixa de 1000 Hz.

<sup>1</sup> As otimizações realizadas nas faixa de 500 Hz e 1000 Hz foram as únicas em que as geometrias escolhidas de acordo com o critério e as geometrias com a menor função objetivo são distintas.



